



TUGAS AKHIR – TM141585

PENGUJIAN KARAKTERISTIK KERJA PADA SISI *LOW STAGE* SISTEM REFRIJERASI *CASCADE* DENGAN FLUIDA KERJA R-407F SEBAGAI ALTERNATIF RAMAH LINGKUNGAN DARI R-404A DENGAN VARIASI BEBAN PENDINGINAN

RUBEN INDURAIN PINNATA
NRP. 2111 100 072

Dosen Pembimbing:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015



FINAL PROJECT – TM141585

**WORKING CHARACTERISTICS STUDY of THE LOW
STAGE of CASCADE REFRIGERATION SYSTEM
USING R-407f as AN ECO-FRIENDLY ALTERNATIVE
SUBSTITUTE REFRIGERANT FOR R-404a WITH
VARIOUS COOLING LOAD**

RUBEN INDURAIN PINNATA
NRP. 2111 100 072

Academic Supervisor:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D

MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY of INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE of TECHNOLOGY
SURABAYA
2015

**Pengujian Karakteristik Kerja Pada Low Stage Sistem
Refrijerasi Cascade dengan Fluida Kerja R-407f sebagai
Alternatif Ramah Lingkungan dari R-404a**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Ruben Indurain Pinnata

Nrp. 2111 100 072

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ary Bachtiar Krisna Putra, ST, MT, PhD
..... (Pembimbing)

2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng
..... (Penguji 1)

3. Ir. Kadarisman
..... (Penguji 2)

4. Dr. Bambang Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng
..... (Penguji 3)

**SURABAYA
JULI 2015**



**Pengujian Karakteristik Kerja Pada Low Stage
Sistem Refrijerasi Cascade dengan Refrijeran R-407f
Sebagai Alternatif Ramah Lingkungan dari R-404a
dengan Variasi Beban Pendinginan**

Nama Mahasiswa : Ruben Indurain Pinnata
NRP : 2111 100 072
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing : Ary Bachtiar K. P., ST, MT, Ph.D

ABSTRAK

Dewasa ini, kesadaran masyarakat akan pemanasan global semakin bertumbuh. Kesadaran akan pemanasan global ini meningkat sebagai akibat dari maraknya media penyebaran informasi, naiknya temperature permukaan bumi yang sudah semakin terasa dan perubahan cuaca dan musim yang semakin tidak beraturan. Salah satu alat yang berkontribusi dalam pemanasan global adalah alat pendingin yang digunakan oleh manusia. Semakin naiknya temperature permukaan bumi, penggunaan alat pendingin akan semakin meningkat dan semakin banyaknya penggunaan alat pendingin maka akan memperparah pemanasan global yang telah terjadi. Berdasarkan hal inilah penelitian ini dilakukan sebagai upaya untuk mencari solusi untuk hal ini.

Data pada eksperimen yang dilakukan ini didapatkan dari mesin sistem refrijerasi *Cascade*, sistem refrijerasi dua tahap dimana pada *High stage* akan digunakan refrijeran Musicool-22 (propane) dan menggunakan R-407F pada *Low stage*. Refrijeran R-407F adalah refrijeran yang diajukan pada eksperimen ini untuk menggantikan R-404a yang dipakai pada



pengujian menggunakan sistem *cascade* karena tingkat pencemarannya yang rendah dan properti dari fluida tersebut. Karakteristik kerja evaporator *low stage* diukur pada keadaan tanpa beban (temperature ambien), dengan penambahan beban yaitu heater yang dialiri tegangan 0, 120, 180 dan 240 Volt.

Hasil yang didapatkan dari pengujian eksperimen ini adalah sistem *cascade* dengan R407f sebagai refrijeran pengganti dengan *Global Warming Potential* rendah di *low stage* tanpa mengganti komponen lainnya beroperasi dengan lebih baik. Dari pengujian didapatkan bahwa sistem memerlukan laju masa R407f yang lebih rendah sehingga lebih hemat pada rata-rata 0.001 kg/s, Temperatur terendah evaporator mencapai -42.5°C dan temperatur kabin -35.15°C , Kompresor membutuhkan daya yang lebih rendah sehingga koefisien prestasi rata-rata yang didapatkan adalah 1.32 sementara rasio pembuangan kalor yang didapat lebih mendekati angka 1 yaitu 1.74. Efektivitas dari evaporator *low stage* yang didapat secara rata-rata 99.99%, daya keluaran kompresor LS minimum adlaah 75[W] dan maksimum 150[W] sementara efisiensi isentropis kompresor LS maksimum 59.41%.

Kata Kunci : R-407F, Sistem refrijerasi *Cascade*, Evaporator, Koefisien prestasi, *Global Warming Potential*.



**Working Characteristics Study of the Low Stage of
Cascade Refrigeration System Using R-407f as an Eco-
Friendly Alternative Substitute Refrigerant for R-404a with
Various Cooling Load**

Student Name : Ruben Indurain Pinnata
NRP : 2111 100 072
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Academic Supervisor : Ary Bachtiar K. P., ST, MT,
Ph.D

ABSTRACT

Public awareness for global warming has been increasing in the past few decades. The increasing influence of social media to the society, the increasing global temperature which has become more obvious and the uncertainties in weather and seasons are among some problems which cause this increasing awareness. One of many contributors to the global warming effect is the refrigeration system. Refrigeration system has been used by man mostly to provide temperature comfort and to save goods, Hence; the increasing global temperature tend to stimulate man to install more refrigeration systems which can worsen the threat it may cause. Based on the problems stated above, this experiment is conducted to provide a solution, which is by creating a more eco-friendly refrigeration system.

The datas for this researched are obtained from several tests ran in a Cascade refrigeration system, a two-stage refrigeration system which use MC22 (propane) at the high



stage while R-407f at the low stage. R-407f is chosen to replace R404a as a more eco-friendly working refrigerant in the Cascade system due to its low pollution level and its thermodynamic and physic properties. Working characteristics at low stage is studied by exposing the system to various cooling loads which are given by installing heaters with 0, 120, 180 and 240 volt; respectively.

The results from this research using R-407f as a lower global warming potential substitute at low stage of a Cascade refrigeration system are proven to be better than those with R404a. From the tests, the mass flow rate with R407f is lower at 0.001 kg/s average. The lowest evaporator temperature is -42.5°C while the lowest for refrigerator box temperature is -35.15°C . Compressors at both stages need to produce less power therefore increasing the coefficient of performance to 1.32 average while the heat rejection ratio is 1.74, closer to 1 to that of R404a. The low stage evaporator effectiveness is 99.99% average while the minimum compressor power is 75[W] with maximum 150[W] and the isentropic efficiency of low stage compressor is maximum 59.41%.

Keyword: R-407f, Cascade refrigeration system, Evaporator, Coefficient of Performance, Global Warming Potential



KATA PENGANTAR

Puji syukur saya persembahkan kepada Allah YME karena hanya atas kasih karunia-Nya saya dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Pengujian Karakteristik Kerja Pada Sisi Low Stage Sistem Refrijerasi Cascade dengan Fluida Kerja R-407F Sebagai Alternatif Ramah Lingkungan dari R-404A dengan Variasi Beban Pendinginan”.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam menyelesaikan tugas akhir ini tidak lepas dari berbagai pihak baik langsung ataupun tidak langsung. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis juga mengucapkan terima kasih dan penghargaan kepada:

1. Bapak Ary Bachtiar K. P., ST, MT, Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah memberikan kesempatan, waktu, ilmu dan bimbingan dari awal hingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc, Eng, Ph.D selaku ketua jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dan Bapak Arif Wahyudi, ST, MT, Ph.D selaku coordinator Tugas Akhir di jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan arahan, mengatur jadwal dan memberi kesempatan berkonsultasi bagi penulis
3. Bapak Ir. Kadarisman, Bapak Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, Bapak Bambang Arip Dwiyanoro, ST, MSc, Ph.D selaku dosen penguji sidang Tugas Akhir yang telah memberikan arahan, saran, pola berpikir dan waktunya selama pembuatan Tugas Akhir ini.
4. Kepada pihak Royal HaskoningDHV, Mr. Geert Kroon yang telah memberikan ide bagi penulis dan Bapak Ir. Setyo Permadi yang mencari komponen yang dipakai untuk Tugas Akhir penulis.
5. Seluruh dosen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang telah membimbing



- penulis untuk mengerti dasar ilmu yang dibutuhkan dalam penyusunan dan penyelesaian Tugas Akhir ini.
6. Keluarga besar penulis yang telah memberikan kesempatan, dukungan dan doa untuk berkuliah dan menyelesaikannya hingga terselesaikannya seluruh pembelajaran dan Tugas Akhir ini.
 7. Kepada seluruh sahabat M54 teknik mesin ITS yang telah menjadi rekan dan keluarga yang bersama-sama menempuh segala proses pembelajaran selama 4 tahun ini.
 8. Kepada partner Tugas Akhir, Agung Dwi Perkasa yang membantu, bertukar ide, memberi masukan sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
 9. Kepada Bapak Minto dan Bapak Erdin selaku coordinator Lab Pendingin dan Pengkondisian Udara yang meminjamkan alat, memberi saran, membantu memasang peralatan dan segala kebutuhan penulis selama proses penulisan.
 10. Kepada mbak Dwina, Mas Fery, mbak Meilani, mbak Sanna, mbak Septi, mas Achmed, mas Hassan selaku rekan-rekan yang bersama berjuang untuk wisuda 112 ITS agar sukses selalu

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan Tugas Akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat diharapkan demi kemajuan ilmu pengetahuan. Penulis berharap Tugas Akhir ini mampu memberi kontribusi bagi ilmu pengetahuan dan lingkungan.

Surabaya, 1 Juli 2015

Penulis



DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	I
ABSTRACT	III
KATA PENGANTAR.....	V
DAFTAR ISI	VII
DAFTAR GAMBAR.....	XI
DAFTAR TABEL	XV
BAB I PENDAHULUAN	XVI
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	5
BAB II DASAR TEORI	6
2.1 Tinjauan Pustaka	7
2.2 Sistem Refrijerasi Uap Standar	12
2.3 Sistem Refrijerasi Aktual.....	13
2.4 Komponen sistem refrijerasi	14
2.4.1 Kompresor	14
2.4.2 Alat Ekspansi.....	16
2.4.3 Evaporator	18
2.4.4 Kondensor	20



2.5 Refrijeran	21
2.5.1 Klasifikasi Refrijeran	23
2.5.2 Ozone Depletion Potential (ODP) dan Global Waming Potential (GWP)	24
2.5.3 Genetron Performax LT/ R-407f	25
2.6 Sistem Refrijerasi Cascade.....	28
2.7 Alat Penukar Panas.....	31
2.8 Persamaan Termodinamika sebagai Analisa Sistem	33
2.8.1 Kesetimbangan Laju Aliran Massa Refrigeran pada Low Stage	34
2.8.2 Persamaan Laju Aliran Massa Refrigeran pada <i>High</i> <i>Stage</i>	41
2.8.3 Persamaan Daya Nyata Kompresor.....	42
2.8.4 Persamaan Pengeluaran Kalor pada Kondensor <i>High Stage</i>	43
2.8.5 Persamaan Kapasitas Pendinginan Pada Evaporator Low stage.....	44
2.8.6 Persamaan Efisiensi Isentropik Kompresor <i>Low</i> <i>Stage</i>	44
2.8.7 Persamaan Rasio Pengeluaran Kalor (<i>Heat</i> <i>Rejection Ratio</i>) (HRR)	45
2.8.8 Coefficient of Performance (COP).....	46
2.8.9 Persamaan Effectiveness-NTU (Number of Transfer Unit).....	47
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	50



3.1 Langkah Penelitian.....	51
3.1.1 Perumusan Masalah	52
3.1.2 Studi Literatur	53
3.1.3 Perencanaan dan Perancangan Peralatan	53
3.1.4 Pengambilan Data	62
3.1.5 Pengolahan Data	62
3.1.6 Menganalisa dan Mengamati Hasil Perhitungan ..	62
3.1.7 Pengambilan Kesimpulan	63
3.2 Prosedur Pengujian	63
3.2.1 Langkah Persiapan.....	63
3.2.2 Langkah Pengujian.....	63
3.3 Grafik Hasil Pengolahan Data	64
BAB IV ANALISA DATA dan PEMBAHASAN	67
4.1 Data Hasil Pengujian.....	67
4.3 Contoh Perhitungan	72
4.3.1 Data Hasil Percobaan	72
4.3.2 Pengolahan Data dan Contoh Perhitungan	78
4.4 Analisa Grafik dan Pembahasan	89
4.4.1 Analisa Temperatur Evaporator dan Temperatur Kabin.....	89
4.4.2 Analisa Laju Masa Refrijeran <i>Low stage dan High stage</i>	91
4.4.3 Analisa Rasio Pembuangan Panas (HRR) Cascade ..	93



4.4.4 Analisa Koefisien Prestasi (COP) Cascade.....	95
4.4.6 Analisa Efektivitas Evaporator <i>Low stage</i>	99
4.4.7 Analisa Perbandingan Koefisien Prestasi Cascade dengan R407f dan R404a pada <i>Low Stage</i>	100
4.4.8 Analisa Perbandingan Rasio Pembuangan Panas (HRR) dengan R407f vs R404a pada <i>Low Stage</i>	103
4.4.9 Analisa Perbandingan Laju Masa R407f dan R404a pada <i>Low Stage</i>	104
BAB V KESIMPULAN dan SARAN	109
5.1 Kesimpulan	110
5.2 Saran.....	111
DAFTAR PUSTAKA	111
LAMPIRAN A	114
LAMPIRAN B	116
LAMPIRAN C.....	125



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 CoP cascade dengan R-744(CO ₂) pada High stage dan R-404a pada Low stage	8
Gambar 2.2 CoP <i>cascade</i> dengan R-22 pada <i>High stage</i> dan R-404a pada <i>Low stage</i>	11
Gambar 2.3 Siklus kompresi uap <i>single-stage</i> yang ideal. (a) diagram skematik, (b) diagram P-h, (c) diagram T-s.	13
Gambar 2.4 Siklus kompresi uap sebenarnya dibanding siklus kompresi uap ideal	14
Gambar 2.5 beberapa jenis kompresor hermatik, (a) <i>reciprocating</i> , (b) <i>rotary</i>	15
Gambar 2.6 <i>Thermostatic expansion valve</i> . (a) rangkaian. (b) bentuk penampang	18
Gambar 2.7 Prinsip kerja <i>Evaporator</i>	19
Gambar 2.8 Prinsip Kerja <i>Kondensor</i>	21
Gambar 2.9 ODP dan GWP beberapa refrijeran	25
Gambar 2.10 <i>Global Warming Potential</i> beberapa Refrijeran	26
Gambar 2.11 Siklus refrigerasi <i>cascade</i>	29
Gambar 2.12 Ilustrasi diagram Mollier refrigerasi <i>cascade</i> ...	30
Gambar 2.13 Plate Heat exchanger	31
Gambar 2.14 Sirkulasi refrigeran pada PHE, (a) sirkulasi refrigeran <i>high stage</i> , (b) sirkulasi refrigeran <i>low stage</i> , (c) urutan bagian saluran <i>high stage</i> dan <i>low stage</i>	33
Gambar 2.15 Skema sistem refrigerasi <i>cascade</i>	33



Gambar 2.16 Model sistem <i>refrigerator box</i> sisi <i>low stage</i> ...	34
Gambar 2.17 Perpindahan panas pada <i>heat exchanger</i>	41
Gambar 2.18 Proses kompresi <i>high stage</i> dan <i>low stage</i>	42
Gambar 2.19 Proses pada kondensor <i>high stage</i>	43
Gambar 2.20 Proses pada evaporator <i>low stage</i>	44
Gambar 3.2 Skema peralatan sistem pendingin <i>cascade</i>	54
Gambar 3.3 Peralatan sistem pendingin <i>cascade</i>	54
Gambar 3.4 Kompresor pada sistem refrigerasi <i>cascade</i> , (a) <i>low stage</i> , (b) <i>high stage</i>	55
Gambar 3.5 Kondensor <i>high stage</i>	56
Gambar 3.6 Katup ekspansi thermostatis (TXV) di bagian (a) <i>low stage</i> dan (b) <i>high stage</i>	57
Gambar 3.7 Filter dryer	57
Gambar 3.8 Accumulator	58
Gambar 3.9 Refrigerator Box	58
Gambar 3.10 Alat penukar kalor PHE, (a) setelah diinstalasi, (b) sebelum dinstalasi	59
Gambar 3.11 <i>Fan</i> dan <i>ducting</i> pengeluaran kalor kondensor <i>high stage</i>	60
Gambar 3.12 <i>Liquid receiver</i> yang digunakan pada (a) <i>high stage</i> dan (b) <i>low stage</i>	61
Gambar 3.13 Diagram Alur pengambilan data	66
Gambar 4.1 Flowchart Perhitungan Eksperimen	71
Gambar 4.2 Dimensi <i>refrigerator box</i>	75



Gambar 4.3 Material penyusun sisi-sisi <i>refrigerator box</i>	76
Gambar 4.4 Grafik Temperatur evaporator vs Beban Pendinginan	90
Gambar 4.5 Grafik Temperatur Kabin vs Beban Pendinginan	90
Gambar 4.6 Grafik Laju Masa R407f vs Beban Pendinginan	91
Gambar 4.7 Grafik Laju Masa MC22 vs Beban Pendinginan	92
Gambar 4.8 Grafik Rasio Pembuangan Kalor vs Beban Pendinginan	93
Gambar 4.9 COP HS vs COP LS dengan R-407f vs Beban Pendinginan	95
Gambar 4.10 Grafik Koefisien Prestasi (COP) vs Beban Pendinginan	95
Gambar 4.11 Grafik Daya Aktual Kompresor vs Beban Pendinginan	98
Gambar 4.12 Grafik Daya Sistem Cascade vs Beban Pendinginan	98
Gambar 4.13 Grafik Efektivitas Evaporator vs Beban Heater	99
Gambar 4.14 Grafik Perbandingan COP dengan R407f dan R404a pada <i>Low Stage</i>	101
Gambar 4.15 Grafik Perbandingan HRR dengan R407f dan R404a pada <i>Low Stage</i>	103
Gambar 4.16 Grafik Perbandingan Laju Masa R407f dan R404a pada <i>Low Stage</i>	105
Gambar 4.17 Grafik Perbandingan Efisiensi Isentropis dan Daya Aktual Kompresor R407f dan R404a pada <i>Low Stage</i>	106



Tugas Akhir
Bidang Studi Konversi Energi

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



DAFTAR TABEL

Tabel.1 Perbandingan sifat R-744 dan R-404a.....	9
Tabel 2. Tabel parameter perbandingan R-407F dan R-404a	26
Tabel 3. Tabel sifat termodinamika Musicoool-22 (R-290).....	28
Tabel 4. Nilai Konduktivitas Termal Material Penyusun <i>Refrigerator Box</i>	76
Tabel 5. Properties Termodinamika R407f	79
Tabel 6. Perbandingan Sifat Fisik R407f dan R404a	102



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini, kesadaran masyarakat akan pemanasan global semakin bertumbuh. Kesadaran akan pemanasan global ini meningkat sebagai akibat dari maraknya media penyebaran informasi, naiknya temperature permukaan bumi yang sudah semakin terasa dan perubahan cuaca dan musim yang semakin tidak beraturan. Salah satu alat yang berkontribusi dalam pemanasan global adalah alat pendingin yang digunakan oleh manusia. Semakin naiknya temperature permukaan bumi, penggunaan alat pendingin akan semakin banyak dan semakin banyaknya penggunaan alat pendingin maka akan berdampak meningkatkan temperature permukaan bumi kembali.

Salah satu alat pendingin yang sering ditemui dan sangat diperlukan adalah *freezer*. *Freezer* banyak ditemukan di supermarket, tempat dimana masyarakat lebih menyukai berbelanja karena supermarket dapat menawarkan dan menyediakan jumlah produk yang lebih beragam. Jumlah produk yang beragam terutama untuk produk daging dan ikan memerlukan *freezer* sehingga produk dapat tetap segar saat dibeli pembeli dan tidak rusak saat belum terjual. Dengan meningkatnya pemakaian *freezer* di masyarakat, tentu diharapkan *freezer* dapat beroperasi dengan lebih ramah lingkungan, dimana tingkatan ini diukur dengan besaran ODP (*ozone depletion potential*) dan GWP (*global warming potential*) dari refrijeran yang digunakan pada *freezer*. Pada kenyataannya, mengganti refrijeran bukanlah hal yang mudah. Suatu sistem refrijerasi yang didesain untuk beroperasi dengan menggunakan refrijeran tertentu akan tidak bekerja dengan optimal atau bahkan menghadapi banyak masalah jika menggunakan refrijeran lain yang tidak sesuai. Ketidaksesuaian muncul akibat adanya perbedaan sifat termodinamis



seperti titik didih, titik beku dan juga pengaruh sifat fisik seperti kekentalan. Oleh karena itu, agar tidak perlu merubah sistem atau membeli sistem yang baru, diharapkan adanya refrijeran pengganti yang tidak hanya memiliki GWP dan ODP yang rendah namun juga sesuai dengan sistem yang telah ada, sehingga biaya dan waktu untuk membeli sistem yang baru dapat diminimalkan.

Freezer memakai sistem refrijerasi *Cascade*, yaitu sistem refrijerasi 2 tahap yang menggunakan 2 fluida kerja yang berbeda pada *High stage* (tahap 1) dan *Low stage* (tahap 2). Studi kali ini difokuskan pada refrijeran yang banyak digunakan oleh *cold storage* sebagai fluida kerja pada tahap 2, yaitu R404a. R404a memiliki properti termodinamika yang cocok karena titik didihnya yang cukup rendah dan tidak merusak ozon, namun nilai potensi pemanasan globalnya sangat tinggi (nilai ODP 0 dan GWP 3300). Hal ini mengakibatkan bocornya R404a sebanyak 1ml dapat menjebak jumlah panas yang sama dengan bocornya 3300 ml CO₂ pada atmosfer bumi. Berdasarkan permasalahan ini, maka penggunaan refrijeran alternatif yang dapat langsung digunakan di sistem R404a sangat diperlukan, mengingat refrijeran dengan GWP diatas 2500 akan segera dilarang pada tahun 2020 dimana R404a termasuk di dalamnya.

Pada studi eksperimental sistem refrijerasi *Cascade* terdahulu, yaitu tugas akhir dari **Fauzi(2014)**, menggunakan Plate Heat Exchanger dan R-404a pada *Low stage* sementara Musicool-22 pada *High stage*. Sistem refrijerasi ini berjalan dengan baik, ditandai dengan mempunyai evaporator pada *Low stage* untuk mencapai suhu hingga -39 C dan adanya penggunaan *plate heat exchanger* yang menggantikan *concentric tube heat exchanger* sehingga ada kenaikan efisiensi. Namun, sistem ini tidak dapat diharapkan dapat digunakan pada waktu yang lama, karena refrijeran yang digunakan, R-404a akan dilarang pada 2020 berdasarkan peraturan Uni-Eropa. Dengan demikian, diharapkan sistem ini



dapat digunakan untuk waktu yang lebih lama dengan menggunakan refrijeran yang memenuhi standar dan lebih ramah lingkungan dari penelitian sebelumnya.

Refrijeran alternative yang dapat mudah mengatasi hal ini adalah R407a (54% GWP R404a; $\text{GWP} < 2500$), R407f (46% GWP R404a; $\text{GWP} < 2500$) dan R407c (45% GWP R404a; $\text{GWP} < 2500$) namun pada eksperimen kali ini dipilih R-407F. Pemilihan R-407F disebabkan karena R-407C lebih cocok digunakan sebagai refrijeran suhu tinggi sementara R-407A walaupun juga sesuai namun memiliki GWP yang lebih tinggi dari R-407F. R-407F juga memiliki kekentalan, kerapatan, kapasitas panas dan konduksi termal yang lebih tinggi dari R-404a sehingga dapat menyerap panas lebih baik dan membutuhkan daya yang lebih kecil untuk dipindahkan dalam fase gas.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan penjelasan latar belakang diatas, didapatkan bahwa perlu didapatkan refrijeran alternatif yang dapat digunakan pada sistem R404a sebelum 2020 akibat pelarangan refrijeran dengan Global warming potential diatas 2500. Rumusan masalah pada penelitian ini adalah:

1. Bagaimana menganalisa kinerja sistem refrijerasi *Cascade* berupa *Coefficient of Performance (CoP)* dan *Heat Rejection Ratio (HRR)* dengan penggunaan R407f?
2. Bagaimana menganalisa efisiensi isentropis dan daya keluaran kompresor *low stage, effectiveness* dan kapasitas refrijerasi evaporator, dan laju masa refrijeran dengan penggunaan refrijeran R-407F?
3. Bagaimana mengetahui temperature terendah pada masukan evaporator dan *refrigerator box* yang mampu dicapai sistem refrijerasi *cascade* dengan MC-22 pada *high*



stage dan R-407F pada *low stage*?

4. Bagaimana hasil perbandingan *Heat Rejection Ratio (HRR)*, *Coefficient of Performance (COP)*, efisiensi isentropis dan daya keluaran kompresor, dan laju masa refrijeran yang didapat melalui penggunaan R407f dengan penggunaan R404a pada eksperimen sebelumnya.

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas dalam penelitian ini lebih spesifik, maka permasalahan ini dibatasi hanya pada hal-hal berikut:

1. Energi kinetik dan potensial diabaikan.
2. Kompresor yang digunakan adalah jenis *hermetic reciprocating* pada *Low stage* dan *hermetic rotary* pada *High stage* dengan daya masing-masing adalah 1 PK.
3. Alat ekspansi yang dipilih adalah TXV baik pada *High stage* ataupun *Low stage*.
4. Refrijeran yang digunakan adalah jenis hidrokarbon dengan merek dagan Musicoool22 (R-290) pada *High stage* sementara mengganti R-404a menjadi R-407F pada *Low stage*.
5. Properties refrijeran R-407F menggunakan properties refrijeran R-407a karena keterbatasan data yang tersedia dan kedua refrijeran memiliki komposisi yang sama yaitu R-32, R-125 dan R-134a hanya berbeda produsen dimana R-407a oleh Dupont sementara R-407F oleh Honeywell.
6. Pengujian dilakukan saat sistem bekerja pada kondisi *steady state*.
7. Penelitian dilakukan di laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.



1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari studi eksperimental ini adalah:

1. Menemukan refrijeran pengganti untuk R-404a yang memiliki *Global Warming Potential* rendah namun sesuai dengan sistem pendingin yang menggunakan R-404a sehingga tidak ada pergantian komponen sistem.
2. Menganalisa kinerja sistem refrijerasi *Cascade* berupa *Coefficient of Performance (CoP)* dan *Heat Rejection Ratio (HRR)* dengan penggunaan R407f.
3. Menganalisa efisiensi isentropis dan daya keluaran kompresor *low stage*, *effectiveness* dan kapasitas refrijerasi evaporator, dan laju masa refrijeran dengan penggunaan refrijeran R-407F.
4. Mengetahui temperature terendah pada masukan evaporator dan *refrigerator box* yang mampu dicapai sistem refrijerasi *cascade* dengan MC-22 pada *high stage* dan R-407F pada *low stage*.
5. Membandingkan *Heat Rejection Ratio (HRR)*, *Coefficient of Performance (COP)*, efisiensi isentropis dan daya keluaran kompresor, dan laju masa refrijeran yang didapat melalui penggunaan R407f dengan penggunaan R404a pada eksperimen sebelumnya.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian yang diharapkan dari studi eksperimental ini diuraikan sebagai berikut:

1. Mendapatkan sistem refrijerasi *Cascade* dengan refrijeran baru yang ramah lingkungan tanpa perlu mengganti sistem refrijerasi yang telah ada.
2. Dapat mengembangkan teknologi dan ilmu pengetahuan



3. Menjadi referensi untuk pengembangan sistem refrigerasi berikutnya

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



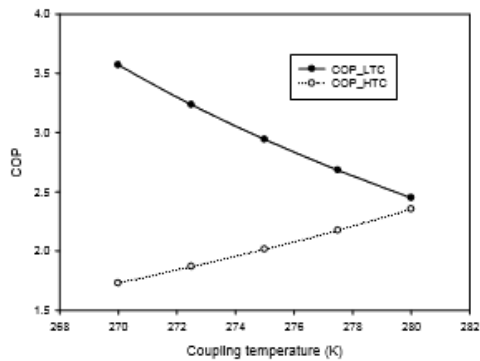
BAB II

DASAR TEORI

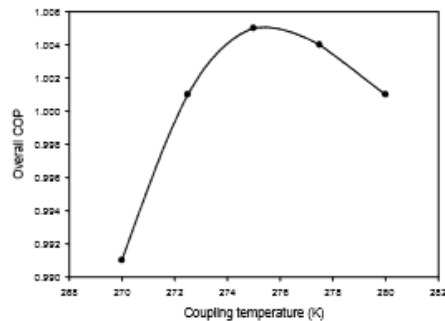
2.1 Tinjauan Pustaka

Telah dilakukan beberapa penelitian terdahulu untuk mencari refrijeran yang ramah lingkungan menggunakan R744(CO₂) pada sisi *Low stage* dan R404a, R12, R290 dan R1270 pada sisi *High stage*. Penelitian ini dijelaskan secara singkat sebagai berikut :

Gulshan Sachdeva, Vaibhav Jain, S. S. Kachhwaha pada tahun 2014 telah menyadari akan potensi perusakan ozon dan peningkatan suhu permukaan bumi akibat penggunaan mesin pendingin. Mesin pendingin yang merupakan sistem refrijerasi *Cascade* kemudian diteliti dan dibandingkan performanya antara R744 pada *Low stage* yang memiliki ODP 0 dan GWP 1 dengan beberapa refrijeran seperti R404a, R12, R290 dan R1270 untuk mencari kombinasi refrijeran terbaik dengan memperhatikan pencemaran yang dapat diakibatkannya. Dari hasil analisa Gulshan berdasarkan parameter CoP, didapatkan keempat grafik seperti demikian



(a)



Gambar 2.1 CoP cascade dengan R-744(CO₂) pada High stage dan R-404a pada Low stage

Gambar 2.1 menjelaskan bahwa CoP tidak akan terus meningkat seiring bertambahnya pembebanan yang dilakukan dimana pembebanan dikorelasikan dengan meningkatnya *coupling temperature* akibat meningkatnya temperature refrigeran *low stage* karena semakin banyaknya kalor yang harus dipindahkan. Grafik CoP ini tidak terus meningkat karena jika diamati secara terpisah, maka sisi *high* dan *low* bekerja secara berbeda pada sistem. Daya guna pada sisi *Low* adalah daya penyerapan kalor dari lingkungan sementara daya guna pada *high* adalah daya pembuangan kalor ke lingkungan. Dari



pendefinisian daya guna ini, dapat dilihat bahwa terdapat pembatasan jumlah kalor yang dapat masuk ke sistem, yaitu kapasitas evaporator sementara tidak ada batasan bagi lingkungan untuk menerima kalor dari sistem. Dari p-h diagram juga didapatkan bahwa kapasitas evaporator selalu lebih kecil dari kapasitas kondensor akibat kompresor yang tidak bekerja secara isoentalpis dan katup ekspansi yang bekerja dengan isoentalpis. Hal ini menyebabkan semakin banyaknya kalor yang masuk menyebabkan daya guna pada *low stage* semakin menurun sementara daya guna pada *high stage* akan membesar karena ada semakin besar kalor yang tersedia untuk dibuang dan kapasitas kondensornya masih tersedia jika seandainya kapasitas evaporator terpakai seluruhnya.

Terdapat beberapa hal yang harus diperhatikan jika memilih pasangan refrijeran untuk cascade yaitu, T didih yang lebih rendah untuk refrijeran *low stage*, konduktivitas termal cair yang lebih baik untuk *low stage* sementara konduktivitas termal gas yang lebih baik untuk *high stage*.

Tabel.1 Perbandingan sifat R-744 dan R-404a

Parameter	R744(CO ₂)	R404a
Sisi	<i>Low stage</i>	<i>High stage</i>
Temperatur didih [C]	-57	-46.2
Konduktivitas termal gas Pada 25 C	0.0146	0.0180
Konduktivitas termal cair pada 25 C	0.078	0.0649

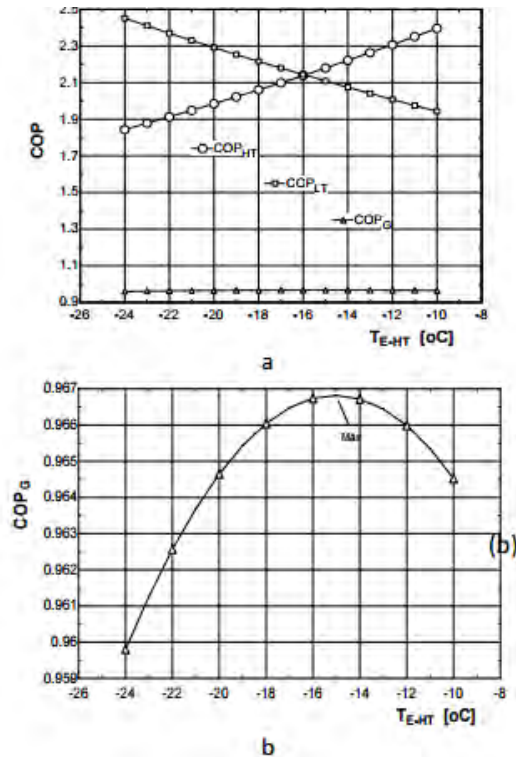
Kenaikan dan penurunan CoP antara kedua refrijeran jika disatukan, maka akan didapatkan grafik (b) dimana setelah suhu



tertentu (275 K) CoP sistem secara keseluruhan menurun. Pada suhu inilah didapatkan suhu optimal atau suhu operasi suatu sistem *cascade* dengan menggunakan refrijeran yang bekerja saat itu. Fenomena ini juga telah didapat oleh Gulshan pada ketiga refrijeran lainnya.

Dari percobaan diatas disimpulkan oleh penulis dengan menggunakan R-12, R-290, NH₃ dan R-404a pada *high stage* dan R-744 pada *low stage*, CoP terbaik didapatkan dengan sistem *cascade* yang menggunakan R744 pada *low stage* dan R 404a pada *High stage*. Refrijeran R744 memiliki ODP 0 dan GWP 1 sementara R 404a memiliki ODP 0 sementara GWP 3822. Hal ini melatar belakangi uji eksperimen penulis untuk mengatasi masalah pencemaran baik pada *High stage* maupun *Low stage* dengan mencari refrijeran yang sefungsional mungkin seperti R404a namun dengan GWP yang sesuai dengan regulasi 2020 oleh Uni Eropa.

J. J. Fioria , C. U. S. Limab , and V. Silveira Juniora melakukan penelitian yang sama namun dengan menggunakan R-22 pada sisi high stage dan R-404a. Data yang didapat dari percobaan adalah



**Gambar 2.2 CoP cascade dengan R-22 pada *High stage*
dan R-404a pada *Low stage***

Dari hasil pengambilan data didapatkan CoP maksimal dengan menggunakan gabungan refrijeran R-22 dan R-404a yang banyak dijumpai adalah hanya 0.967. Gabungan kedua refrijeran lebih populer digunakan pada *freezer* komersil daripada gabungan refrijeran lainnya yang ditabelkan diatas walaupun memiliki nilai CoP yang lebih tinggi karena sifat yang tidak mudah terbakar, meledak dan tidak beracun dari R-22 dan R-404a. Eksperimen yang dilakukan penulis ditujukan untuk digunakan pada mesin *freezer* komersil dimana sifat refrijeran memiliki kemiripan dengan sistem R-22 dan R-404a

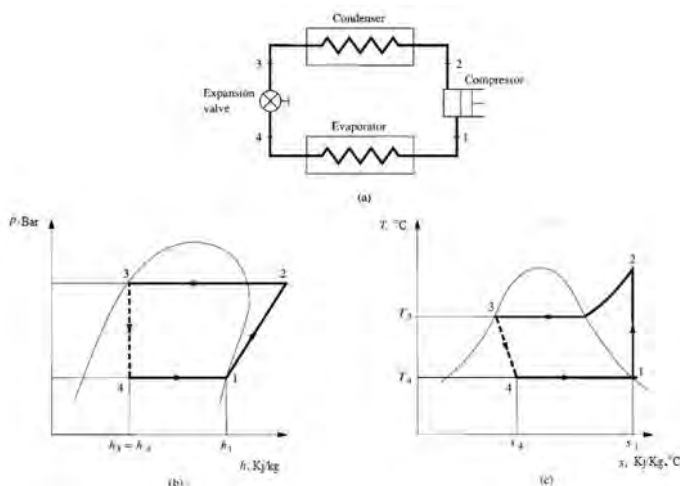


sehingga CoP dari eksperimen penulis akan dibandingkan dengan CoP sistem R-22 dan R-404a.

2.2 Sistem Refrijerasi Uap Standar

Sistem refrijerasi adalah sistem yang memanfaatkan fluida sebagai komponen kerja untuk menghisap dan memindahkan kalor dari suatu sistem keluar menuju lingkungan dimana fluida kerja tersebut mengalami kompresi dan ekspansi dalam suatu siklus tertutup secara terus menerus. Sistem refrijerasi uap standar secara umum terdiri dari 4 komponen penting, yaitu : alat kompresi, alat ekspansi, dan 2 alat pemindah panas dimana 1 digunakan untuk menghisap kalor dari sistem yang disebut evaporator dan 1 digunakan untuk membuang panas ke lingkungan yang disebut kondenser dimana keempat alat tersebut bekerja secara bersamaan membentuk suatu siklus tertutup dengan media fluida kerja yang disebut sebagai refrijeran.

Prinsip kerja dari sistem refrijerasi memanfaatkan prinsip dasar termodinamika dimana kalor bergerak dari temperature yang tinggi ke temperature yang rendah pada suatu media. Pada sistem refrijerasi media yang dipakai pada sistem refrijerasi disebut refrijeran. Refrijeran adalah suatu fluida yang memiliki titik didih sangat rendah dan memiliki fase gas pada suhu ruangan 24 C dan tekanan 1 atm sehingga perlu disimpan pada tabung bertekanan untuk menjaga refrijeran dalam fase cair. Pada fase cair, refrijeran ini menyerap panas sistem ketika melewati evaporator dan membuang panas ke lingkungan saat melewati kondensor dalam fase gas hingga kembali ke fase cair kembali. Siklus ini terjadi secara kontinu sehingga memungkinkan pemindahan kalor pada jumlah tertentu hingga sistem memiliki temperature sesuai dikehendaki pengguna.



Gambar 2.3 Siklus kompresi uap *single-stage* yang ideal.

(a) diagram skematik, (b) diagram P-h, (c) diagram T-s.

Proses-proses yang membentuk daur kompresi standar adalah sebagai berikut

Proses 1-2 : Kompresi adiabatik dan reversible, dari uap jenuh menuju ke tekanan kondensor

Proses 2-3 : Pelepasan kalor reversible pada tekanan konstan yang menyebabkan penurunan panas lanjut dan pengembunan refrigeran menjadi cairan jenuh

Proses 3-4 : Ekspansi tidak reversible pada kondisi entalpi konstan dari cairan jenuh menuju cairan evaporator

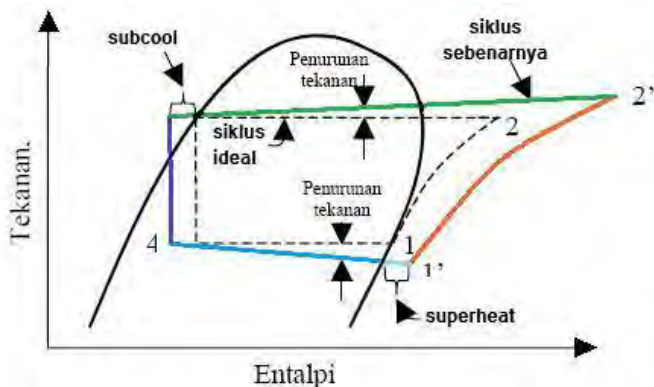
Proses 4-1 : Penambahan kalor reversible pada tekanan tetap yang menyebabkan penguapan pada tekanan jenuh

2.3 Sistem Refrijerasi Aktual

Sistem refrijerasi actual berbeda dari sistem refrijerasi uap standar. Pada kondisi



actual, performa dari sistem refrijerasi dipengaruhi oleh efisiensi akibat adanya pressure drop di kondensor yaitu saat perubahan fasa gas ke cair dan di evaporator yaitu saat perubahan fasa cair ke gas yaitu saat fluida ditekan melewati lekukan-lekukan *tube* pada evaporator dan kondensor. Sistem refrijerasi actual juga dipengaruhi oleh efisiensi dari kompresor dimana pada siklus standar diasumsikan kompresi terjadi secara isentropik sementara hal tersebut tidak mungkin terjadi pada kondisi actual karena tidak mungkinnya insulasi 100% dan tidak ada kompresor yang memiliki efisiensi 100%.



Gambar 2.4 Siklus kompresi uap sebenarnya dibanding siklus kompresi uap ideal

2.4 Komponen sistem refrijerasi

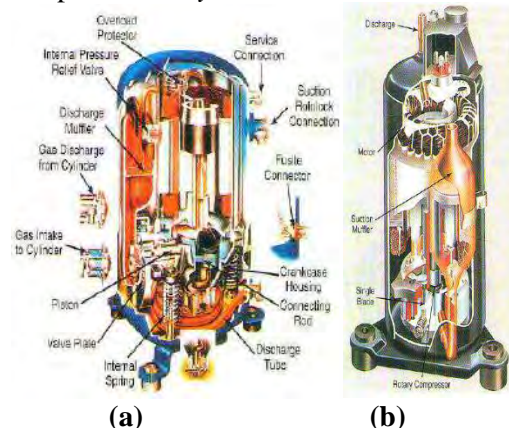
2.4.1 Kompresor

Kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi. Cara kerja kompresor adalah menghisap uap refrigeran yang bertekanan rendah dari evaporator dan mengkompresinya menjadi uap bertekanan tinggi sehingga uap akan tersirkulasi. Dengan adanya kompresi ini maka terjadi perbedaan tekanan antara sisi keluar (*discharge line*) dengan sisi hisap (*suction*



line) yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem refrigerasi. Berdasarkan konstruksinya, maka kompresor dapat dibagi menjadi lima macam, yaitu kompresor torak (*reciprocating*), kompresor putar (*rotary*), kompresor sekrup (*screw*), kompresor gulung (*scroll*), dan kompresor sentrifugal (*centrifugal*) seperti gambar 2.10. Sedangkan berdasarkan letak motornya, ada tiga jenis, yaitu *hermetic*, *semi hermetic*, dan *open type*.

Adapun pada sistem refrigerasi *cascade* kali ini menggunakan dua buah kompresor yang digunakan pada masing-masing *stage*. Keduanya merupakan kompresor bertipe *hermetic*. Kompresor hermatik mempunyai motor penggerak kompresornya berada dalam satu tempat atau rumah yang tertutup, bersatu dengan kompresor. Motor penggerak langsung memutar poros kompresor, sehingga jumlah putaran kompresor sama dengan jumlah putaran motornya. Dua kompresor hermatik yang digunakan terdiri dari kompresor torak dan kompresor *rotary*.



Gambar 2.5 beberapa jenis kompresor hermatik, (a) *reciprocating*, (b) *rotary*

Daya yang dibutuhkan oleh kompresor adalah :



$$P = VxIx\cos\theta \quad (2.1)$$

Sehingga daya kompresor sistem refrijerasi cascade:

$$P_{cas} = P_{hs} + P_{ls} \quad (2.2)$$

Dimana :

P_{cas} = Daya kompresor total yang dibutuhkan pada sistem cascade [kW]

P_{hs} = Daya kompresor pada sisi high stage [kW]

P_{ls} = Daya kompresor pada sisi low stage [kW]

V = Voltase [volt]

I = Arus [Ampere]

$\cos \theta$ = Faktor daya (0.7-0.9 pada kompresor 1 fasa)

2.4.2 Alat Ekspansi

Alat ekspansi memegang peranan penting dalam suatu sistem refrijerasi untuk dua hal, yaitu untuk menurunkan tekanan keluaran kondensor dan mengatur laju aliran massa di evaporator. Alat ekspansi yang digunakan pada eksperimen ini adalah :

I. Thermal Expansion Valve

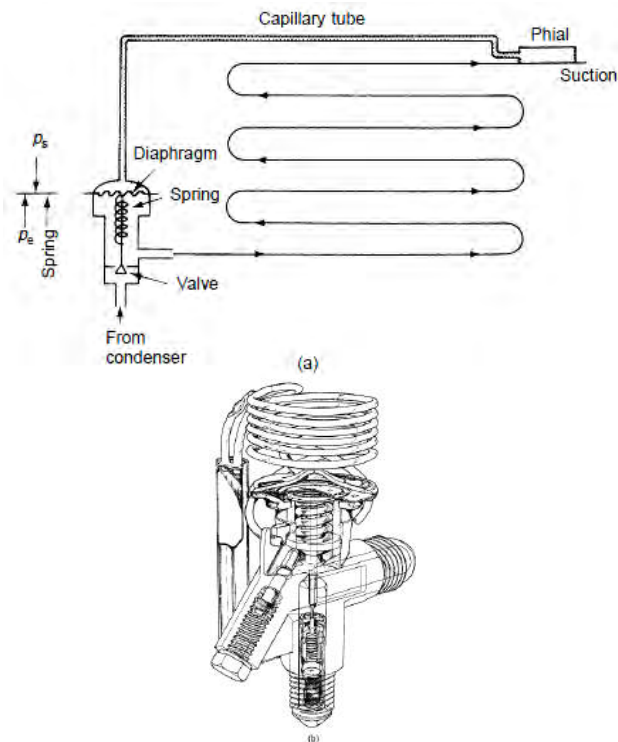
Katup ekspansi termal berbeda dengan pipa kapiler. Katup ekspansi jenis ini dapat menyesuaikan aliran masa yang keluar dari evaporator berdasarkan kebutuhan temperature keluaran dari evaporator. Jika temperature pada keluaran evaporator semakin tinggi, maka tekanan gas semakin besar sehingga menekan diafragma pada TXV menyebabkan aliran massa yang diijinkan masuk ke



dalam TXV semakin besar, demikian pula ketika tekanan pada keluaran evaporator rendah, maka TXV akan mengijinkan sedikit refrijeran yang melewatinya sehingga menjaga agar tidak terjadi flooding pada evaporator karena refrijeran tidak mendapat panas yang cukup untuk menguap. TXV dapat mengatur laju massa karena TXV memiliki tabung yang terhubung ke diafragma di dalam TXV. Tabung atau *bulb* ini berisi refrijeran yang sama dengan refrijeran yang dipakai pada sistem refrijerasi dan ditempelkan pada masukan evaporator sehingga perubahan temperature dari keluaran evaporator akan mempengaruhi tekanan uap yang menekan difragma. Semakin panas keluaran evaporator maka tekanan uap pada tabung akan menekan difragma lebih terbuka, mengijinkan lebih banyak refrijeran melewati katup ekspansi, demikian sebaliknya.

Katup ekspansi termal (TXV) terdiri dari badan katup ekspansi dan tabung sensor suhu yang dipasang pada keluaran evaporator. Katup ekspansi jenis ini akan dipakai pada sisi low stage dengan refrijeran R407f dan pada sisi high stage dengan refrijeran R-407c. Seperti disebutkan diatas, maka kelebihan dari jenis TXV adalah kemampuannya untuk menyesuaikan aliran massa pada sistem sehingga sistem refrijerasi berjalan lebih baik.

Gambar dibawah ini adalah potongan penampang dari *Thermal Expansion Valve*



Gambar 2.6 *Thermostatic expansion valve. (a) rangkaian.*
(b) bentuk penampang

2.4.3 Evaporator

Evaporator adalah komponen penukar panas yang berfungsi sebagai tempat dimana fluida kerja mengambil panas dari sistem. Evaporator terdiri dari pipa utama yang dibelok-belokkan dan fin agar memiliki luasan yang lebih luas dan memungkinkan kapasitas perpindahan panas yang lebih besar. Pada saat kalor diserap oleh fluida kerja, maka entalpi fluida kerja akan meningkat dan semakin tingginya kenaikan entalpi maka semakin baik pula kinerja dari evaporator tersebut.



Besarnya kalor yang diserap oleh evaporator high dan low stage adalah

$$Q_{\text{evap}} = m(h_o - h_i) \text{ [kW]} \quad (2.3)$$

Dimana :

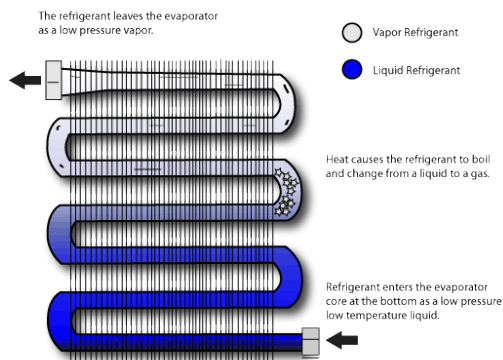
Q_{evap} = Kalor yang diserap ke evaporator [kW]

m = Laju alir massa refrijeran [kg/s]

h_i = entalpi dari refrijeran saat memasuki evaporator [kJ/kg]

h_o = entalpi dari refrijeran saat keluar dari evaporator [kJ/kg]

Pada eksperimen kali ini, penulis menggunakan plate heat exchanger yang dapat berfungsi sebagai evaporator dan kondensor secara bersamaan. Penggunaan plate heat exchanger diharapkan dapat mengurangi tahanan kontak dari penyusunan kondensor dan evaporator secara seri pada eksperimen yang sebelumnya



Gambar 2.7 Prinsip kerja *Evaporator*



2.4.4 Kondensor

Kondensor adalah komponen penukar panas yang berfungsi membuang panas yang diambil dari sistem melalui fluida kerja ke lingkungan. Pada saat memasuki kondensor maka fluida kerja berada pada fase gas bertekanan dan sepanjang kondensor fluida kerja akan mengalami perubahan fase dari gas ke cairan. Berkebalikan dengan evaporator, maka semakin kecilnya entalpi fluida kerja pada keluaran kondensor maka semakin baik kinerja kondensor. Besarnya kalor yang dipindahkan dari kondensor ke lingkungan adalah

$$Q_{cond} = m(h_o - h_i) \text{ [kW]} \quad (2.4)$$

Dimana :

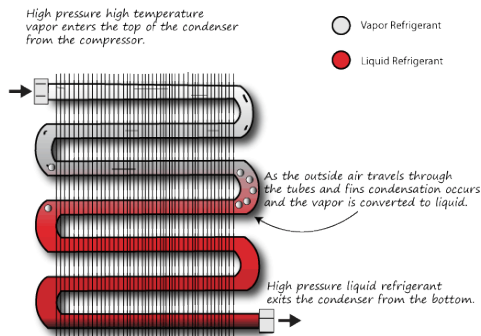
Q_{evap} = Kalor yang diserap ke evaporator [kW]

m = Laju alir massa refrijeran [kg/s]

h_i = entalpi dari refrijeran saat memasuki evaporator [kJ/kg]

h_o = entalpi dari refrijeran saat keluar dari evaporator [kJ/kg]

Pada eksperimen kali ini, penulis menggunakan plate heat exchanger yang dapat berfungsi sebagai evaporator dan kondensor secara bersamaan. Penggunaan plate heat exchanger diharapkan dapat mengurangi tahanan kontak dari penyusunan kondensor dan evaporator secara seri pada eksperimen yang sebelumnya



Gambar 2.8 Prinsip Kerja Kondensor

2.5 Refrijeran

Refrijeran adalah suatu substansi atau campuran yang mengandung beberapa unsur utama seperti karbon, klorin, fluorin, hidrogen dan beberapa unsur penyusun lainnya dan digunakan dalam bentuk fluida sebagai fluida kerja alat perpindahan panas atau pendingin. Refrijeran memiliki banyak tipe dan sangat luas penggunaannya tergantung dari unsur tambahan di dalamnya sehingga pemilihan tipe tertentu perlu disesuaikan dengan kebutuhan dan sistem dimana refrijeran tersebut bekerja. Pemilihan refrijeran akan juga mempengaruhi jenis dan kapasitas kompresor, jenis oli, jenis pressure gage dan juga kapasitas elemen penyusun sistem lainnya. Pemaksaan penggunaan refrijeran yang tidak memiliki sifat yang terlalu berbeda dari refrijeran desain dari sistem dapat menyebabkan rusaknya kompresor, *flooding* di kondenser, *freezing* di katup ekspansi dan masalah lainnya sehingga sangat penting untuk mempelajari dan mengetahui sifat-sifat dari refrijeran tersebut.

Dalam pemilihan refrijeran, sifat refrijeran yang penting adalah sifat termodinamika, kimia, dan fisik. Sifat termodinamika yang penting meliputi titik didih, tekanan penguapan dan pengempunan, tekanan dan suhu kritis, titik



beku, volume uap, dan konduktivitas termal. Sifat kimia yang penting adalah label kategori dari produk dimana jenis A1 yang disarankan yaitu tidak beracun dan tidak mudah terbakar dan juga tingkat pencemaran yang dihasilkan oleh refrijeran (GWP dan ODP). Sifat fisik yang perlu diperhatikan adalah kekentalan dan konduktivitas dari refrijeran. Pada eksperimen kali ini, penulis menitik beratkan di penggunaan refrijeran dengan sifat kimia yang lebih baik dan lebih ramah lingkungan namun memiliki sifat termodinamika dan fisik yang tidak jauh berbeda sehingga dapat dengan mudah digunakan.

Untuk mesin pembeku (pendingin suhu rendah) kini banyak digunakan refrijeran jenis HFC R404 karena banyak ditemui di pasaran dan memberikan performa yang cukup baik. Namun, dengan bertumbuhnya kesadaran manusia akan isu pemanasan global maka mulai diperkenalkan undang-undang penurunan greenhouse gas emission dalam berbagai bidang, termasuk pada sistem refrijerasi maka penggunaan R404 harus akan dikurangi karena nilai GWP yang tinggi (3922). Terdapat beberapa alternative untuk mengatasi hal ini, antara lain :

1. Meminimalkan kemungkinan kebocoran terjadi pada sistem refrijerasi yang telah ada dengan pemberian gasket, katup dan maintenance yang baik.
2. Menggunakan refrijeran alternative yang memiliki sifat yang sama tanpa mempengaruhi efisiensi dan performa mesin

Untuk alternative yang pertama, maka perawatan dan pengecekan yang rutin perlu dilakukan, namun mengingat pada tahun 2020 R404a akan dilarang secara menyeluruh maka alternative kedua lebih diprioritaskan. Pada kasus ini, refrijeran yang paling sesuai digunakan adalah R407F untuk *Low stage* sementara tetap menggunakan musicool-22 (R290/Propana) sebagai refrijeran pada *High stage*.



2.5.1 Klasifikasi Refrijeran

Berdasarkan unsur penyusun utamanya, refrijeran dapat dikategorikan sebagai berikut

1. CFC (Chlorine, Fluorine, Carbon)

Sesuai dengan namanya, maka refrijeran tipe CFC mengandung klorin, fluorin dan karbon sebagai unsur penyusun utamanya. Refrijeran jenis ini tidak beracun dan tidak mudah terbakar mengandung klorin yang banyak sehingga sangat mengancam lapisan ozone. Jenis ini telah dilarang di hamper di seluruh Negara dengan alasan mengancam lingkungan. Contoh refrijeran CFC: R-11 & R-12(Freon) namun keduanya telah dilarang pada tahun 1996. R-12 masih dipakai oleh beberapa peralatan lama namun sudah sangat susah ditemui dipasaran.

2. HCFC (Hydrogen, Chlorine, Fluorine, Carbon)

HCFC memiliki unsur penyusun utama yang mirip dengan CFC, namun untuk menurunkan tingkat ancaman terhadap ozone maka klorin dikurangi dan diganti dengan hydrogen. HCFC lebih ramah lingkungan jika dibandingkan dengan CFC namun tetap memiliki sifat tidak beracun dan tidak mudah terbakar. Contoh refrijeran HCFC: R-22 yang umum dipakai di split air conditioner di Indonesia. Pemakaian HCFC telah mulai dilarang di negara-negara Eropa karena sifat pencemarannya dan banyak alat pendingin yang dialihkan ke refrijeran HFC.

3. HFC (Hydrogene, Fluorine, Carbon)

HFC tidak mengandung klorin seperti pada refrijeran kebanyakan. HFC mengandung hydrogen, florin dan karbon sebagai unsur penyusun utamanya sehingga lebih ramah lingkungan dan tidak merusak ozon. HFC kini mulai dipopulerkan dan banyak dipakai pada alat pendingin, khususnya untuk pendinginan yang terbuka seperti pembekuan



ulang lapangan seluncur es. Contoh refrijeran HFC: R-404a adalah refrijeran yang banyak dipakai pada low stage cooling seperti pembeku makanan di supermarket.

Selain ketiga tipe utama diatas, terdapat juga tipe PFO, HCO, HCFO, HO, dan beberapa tipe lainnya namun tidak banyak digunakan untuk sistem refrijerasi karena alasan performa.

4. Hidrokarbon

Refrijeran hidrokarbon terdiri dari senyawa hydrogen dan karbon. Berbeda dari ketiga jenis refrijeran sebelumnya, Refrijeran jenis ini adalah jenis refrijeran alami sehingga tidak mencemari lingkungan karena sejatinya telah berada di atmosfer bumi. Contoh dari refrijeran hidrokarbon adalah metana (R-50), etana (R-170) dan propane (R-290).

5. Gas Natural

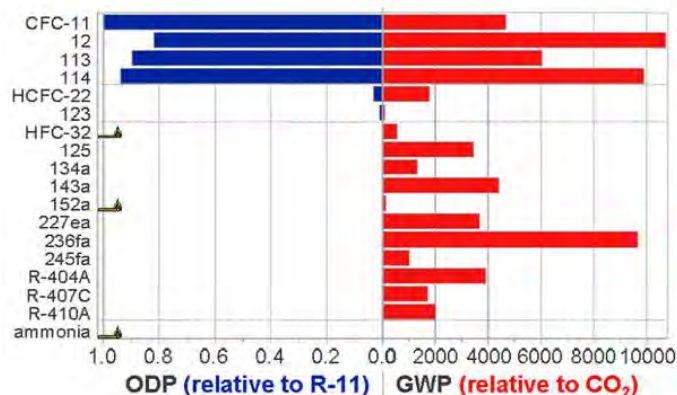
Gas natural seperti jenis hidrokarbon yaitu berasal dari alam namun tidak memiliki hydrogen dan karbon secara bersamaan. Gas natural juga memiliki potensi kerusakan yang sangat rendah karena sangat banyak ditemui di alam seperti CO₂, NH₃ dan udara.

2.5.2 Ozone Depletion Potential (ODP) dan Global Warming Potential (GWP)

Daya pengrusakan ozon oleh refrijeran dapat diukur dengan besaran ODP (Ozone Depletion Potential). ODP dari suatu unsur kimia adalah tingkat pengrusakan yang dihasilkan terhadap ozon yang dihasilkan suatu unsur kimia jika dibandingkan dengan laju pengrusakan yang disebabkan oleh R-11(CFC) dengan nilai 1. Nilai ODP dari R-11 adalah 1 sebagai acuan dan jika dibandingkan dengan R-22(HCFC) senilai 0.055 dapat dilihat bahwa CFC lebih merusak dari HCFC.



Selain tolak ukur ODP, tolak ukur lain adalah Global Warming Potential (GWP). GWP adalah hasil dari pengukuran seberapa banyak jumlah panas yang terperangkap oleh gas tertentu relative terhadap jumlah panas yang terperangkap oleh karbon dioksida pada massa yang sama. Sebagai acuan, nilai GWP dari karbon dioksida bernilai 1 dan nilai ini diukur pada suatu interval waktu tertentu mulai dari 100,200 hingga 500 tahun. Refrijeran tipe HCF memiliki nilai ODP yang rendah karena tidak mengandung klorin, namun tidak semua HCF memiliki nilai GWP yang rendah juga, sebagai contoh R-404a. R-404a memiliki GWP yang tinggi yaitu 3260 sementara HFC lain seperti R-134a yang umum dipakai di pasaran memiliki GWP lebih rendah 1430 dan paling rendah adalah R-717(LCO₂) memiliki GWP 1(acuan).



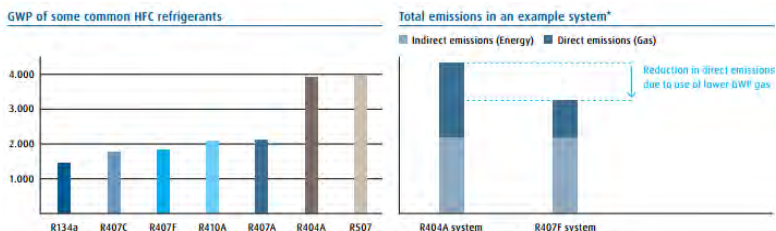
Gambar 2.9 ODP dan GWP beberapa refrijeran

2.5.3 Genetron Performax LT/ R-407f

Genetron performax LT atau dikenal dengan R-407f adalah refrijeran sintesis produksi Honeywell[tm] dengan paduan R-125, R-32 dan R-134a yang diproduksi dengan tujuan secara khusus menggantikan peranan R-404a yang memiliki GWP sangat tinggi dan akan dilarang pada tahun 2020. R-407f termasuk pada



kategori HFC, sama dengan R-404a dan R134a namun memiliki ODP 0 dan GWP yang rendah dan dapat digunakan untuk refrigjerasi suhu rendah dan menengah.



Gambar 2.10 Global Warming Potential beberapa Refrijeran

R-407f memiliki sifat termodinamika seperti titik didih, titik beku, sifat kimia seperti komponen penyusun, tingkat bahaya dan sifat fisika seperti viskositas yang menyerupai R-404a. Hal ini ditujukan untuk dapat digunakan pada suatu sistem yang didesain menggunakan R-404a namun, performanya jika digunakan dalam suatu sistem refrigjerasi perlu diuji apakah dapat menyamai atau bahkan melebihi R-404a sebagai refrijeran suhu rendah. Perbandingan sifat antara R-407f dan R-404a dapat dilihat pada table berikut:

Tabel 2. Tabel parameter perbandingan R-407F dan R-404a

NO	PARAMETER	R-407F	R-404a
1.	Kapasitas Panas Cairan Jenuh pd 25° C, Kj/kg.K	1.57	1.54
2.	Kapasitas Panas Uap Jenuh pd 25° C, Kj/kg.K	1.18	0.8773



3.	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd 25° C, W/m.K	0.0897 1	0.0649
4.	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd 25° C, W/m.K	0.0145 1	0.0180
5.	Kerapatan Cairan Jenuh pd 25° C, (kg/m ³)	1117	1044
6.	Kerapatan Uap Jenuh pd 25° C, (kg/m ³)	4.465	5.48
7.	Kekentalan Cairan Jenuh pd 25° C, (uPa-s)	143.99	129.3
8.	Kekentalan Uap Jenuh pd 25° C, (uPa-s)	13.20	14.41

Dari tabel di atas menunjukkan kapasitas panas R-407F lebih baik pada fase gas ataupun likuid daripada R-404a sementara Konduktivitas termal saat fase likuid R-407f lebih baik daripada R404a. Pada saat fase gas, konduktivitas termal tidak lebih baik namun karena peranan R-407F berada pada saat fase likuid yaitu di evaporator maka kondisi ini merupakan kondisi yang ideal. Jika dilihat dari segi sifat fisik, pada parameter kekentalan dan kerapatan dapat dilihat bahwa R-407F memiliki kerapatan dan kekentalan yang lebih rendah daripada R-404a pada saat fase gas walaupun lebih tinggi pada fase liquid. Hal ini menunjukkan akan semakin ringannya kerja kompresor mengingat kompresor memberi kerja pada saat refrijeran sedang pada fase gas.

Agar mempermudah pengambilan kesimpulan dan hasil yang didapat dari percobaan dapat disimpulkan secara beragam, maka refrijeran pada sisi High stage tidak dirubah. Hal ini juga mengingat bahwa refrijeran yang telah diapai yaitu Musicool-22 atau R-290 merupakan jenis refrijeran HC yang telah memiliki GWP yang sangat rendah yaitu <20 dan ODP 0



sehingga telah memenuhi syarat pemilihan refrijeransi ramah lingkungan. Berikut table data spesifikasi Musicool 22.

Tabel 3. Tabel sifat termodinamika Musicool-22 (R-290)

NO	PARAMETER	MC-22
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pd 37,8° C, Kj/Kg	2,909
2	Panas Jenis Uap Jenuh pd 37,8° C, Kj/Kg	2,238
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd 37,8° C, w/m	0,0868
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd 37,8° C, w/m	0,0211
5	Kerapatan Cairan Jenuh pd 37,8° C, (kg/m ³)	28,53
6	Kerapatan Uap Jenuh pd 37,8° C, (kg/m ³)	2,412
7	Kekentalan Cairan Jenuh pd 37,8° C, (uPa-s)	84,58
8	Kekentalan Uap Jenuh pd 37,8° C, (uPa-s)	9,263

2.6 Sistem Refrijerasi Cascade

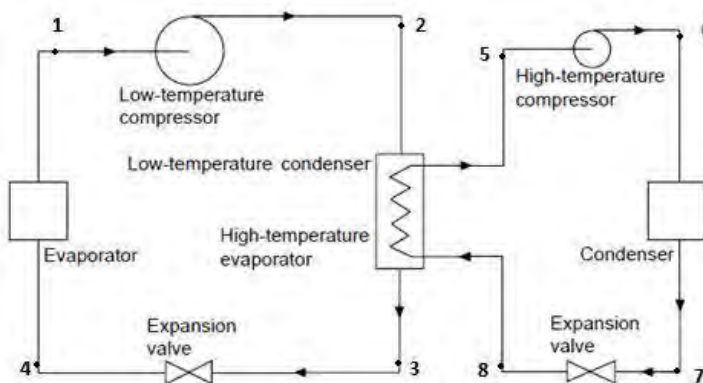
Pada aplikasi dari sistem refrijerasi, seringkali dibutuhkan temperature evaporator yang lebih rendah dan sistem beroperasi pada rentang temperature yang lebar. Rentang temperature yang lebar ini mengakibatkan suatu sistem akan beroperasi dengan perbedaan tekanan evaporator dan kondensor yang besar pula sehingga hanya bisa dipenuhi dengan refrijerasi lebih dari satu tingkat. Sistem refrijerasi Cascade adalah suatu sistem yang menggabungkan dua sistem refrijerasi uap standar dimana kondensor dari siklus dengan tekanan kerja lebih rendah, disebut dengan *high stage*, membuang kalor yang diambil



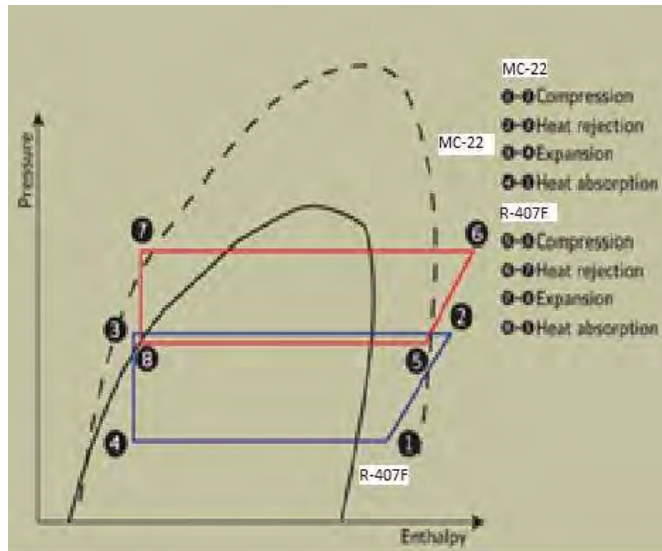
langsung dari lingkungan ke evaporator siklus dengan tekanan kerja lebih tinggi, disebut dengan *low stage* dimana pada eksperimen ini pertukaran kalor terjadi pada sebuah *plate heat exchanger* yang berfungsi seperti kondensor *low stage* dan evaporator *high stage* yang disusun secara seri.

Kedua sistem refrijerasi uap pada sistem refrijerasi cascade baik *high stage* ataupun *cold stage* terdiri dari komponen yang sama pada sistem refrijerasi uap standar sehingga satu sistem refrijerasi *Cascade* terdiri dari dua buah kompresor, satu buah evaporator *low stage*, satu buah kondensor *high stage*, dua buah katup ekspansi dan satu buah *plate heat exchanger*. Perbedaan dari *high stage* dan *low stage* adalah pada penggunaan refrijeran yang bekerja pada kedua sistem tersebut dimana refrijeran suhu menengah-tinggi di sisi *high stage* dan suhu menengah-rendah di sisi *low stage*.

Gambar di bawah ini adalah gambar diagram p-h dari sistem refrijerasi cascade dan prinsip kerja sistem refrijerasi cascade.



Gambar 2.11 Siklus refrijerasi *cascade*



Gambar 2.12 Ilustrasi diagram Mollier refrigerasi *cascade*

Aplikasi dari sistem refrijerasi Cascade

1. Likuidifikasi pada industri gas
2. Likuidifikasi pada industri minyak
3. Industri pembuatan es kering
4. Proses pembekuan bahan makanan

Keuntungan dari sistem refrijerasi Cascade

1. Karena sistem refrijerasi Cascade menggunakan 2 refrijeran yang berbeda, maka hal ini memungkinkan kita untuk memilih refrijeran yang sesuai dengan temperature kerjanya sehingga tekanan kerja yang terlalu tinggi atau terlalu rendah dapat dihindari.
2. Penggunaan dua refrijeran berarti beban panas ditanggung oleh dua refrijeran tersebut dan karena refrijeran beroperasi pada temperature kerjanya maka kerja kompresor tidak berat. Hal ini memperpanjang usia kompresor.



3. Sistem cascade dapat mencapai temperature yang tidak dapat dicapai oleh sistem refrijerasi uap standar

2.7 Alat Penukar Panas

Pada sistem refrigerasi *cascade*, alat penukar panas digunakan pula sebagai penghubung antara *low stage* dan *high stage*. Pada alat penukar panas, refrigeran pada *high stage* biasanya berfasa uap dan bertemperatur rendah dibandingkan dengan refrigeran pada *high stage*, sehingga terjadi proses perpindahan panas yang disebabkan oleh perbedaan temperatur tersebut. Kalor dari refrigeran yang tinggi temperaturnya akan di serap oleh refrigeran yang temperaturnya lebih rendah, sehingga refrigeran pada *high stage* yang berfasa cair akan berubah menjadi gas, dan refrigeran pada *low stage* akan berubah fasa menjadi dari gas menjadi cair.



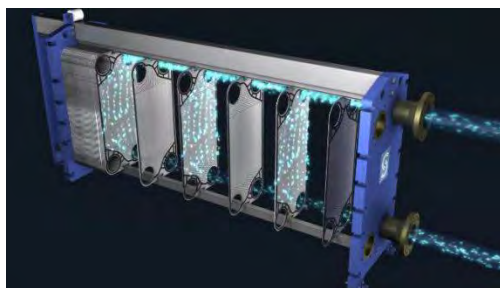
Gambar 2.13 Plate Heat exchanger

Pada studi eksperimen ini menggunakan *heat exchanger* tipe *Plat heat exchanger* seperti gambar 2.16. Tipe ini merupakan jenis alat penukar panas yang sudah banyak diaplikasikan di industri. *Heat exchanger* tipe *Plate heat exchanger* menggunakan plat tipis sebagai komponen utamanya. Plat yang digunakan dapat berbentuk polos ataupun bergelombang sesuai dengan desain yang dikembangkan.

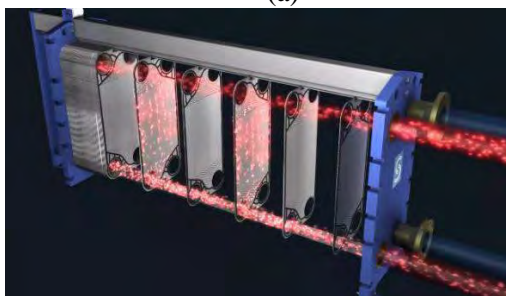
Gambar 2.17 menunjukkan *Plate heat exchanger* terdiri dari dua buah masukan dan dua buah keluaran yang masing-masing pasang antara masukan dan keluaran tidak bercampur satu sama lain. Salah satu saluran masukan berada di kanan



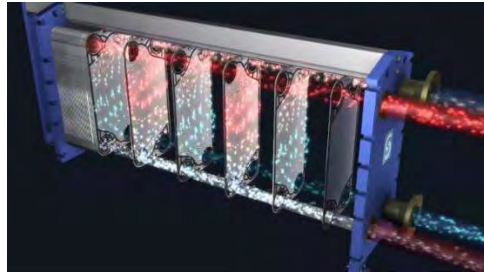
bawah dengan keluaran di kanan atas sebagai evaporator *high stage*, sedangkan saluran masuk satunya lagi berada di kiri atas dengan keluarannya berada di kiri bawah sebagai kondensor *low stage*. Saluran setiap plat didesain sedemikian rupa sehingga refrigeran akan terbagi ke setiap bagian plat. Plat ini merupakan pembatas sekaligus ruang area perpindahan panas antara refrigeran *low stage* dan *high stage*. Plat yang tersusun membentuk berderet menghasilkan susunan batasan saluran bagian antara *low stage* dan *high stage* secara berurutan.



(a)



(b)

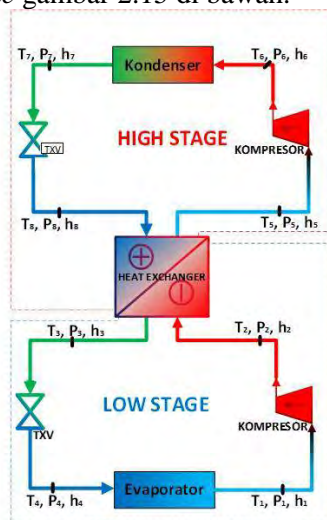


(c)

Gambar 2.14 Sirkulasi refrigeran pada PHE, (a) sirkulasi refrigeran *high stage*, (b) sirkulasi refrigeran *low stage*, (c) urutan bagian saluran *high stage* dan *low stage*

2.8 Persamaan Termodinamika sebagai Analisa Sistem

Berikut adalah persamaan-persamaan yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini. Semua persamaan yang ditampilkan di bawah ini kembali merujuk pada skema refrigerasi *cascade* gambar 2.15 di bawah.



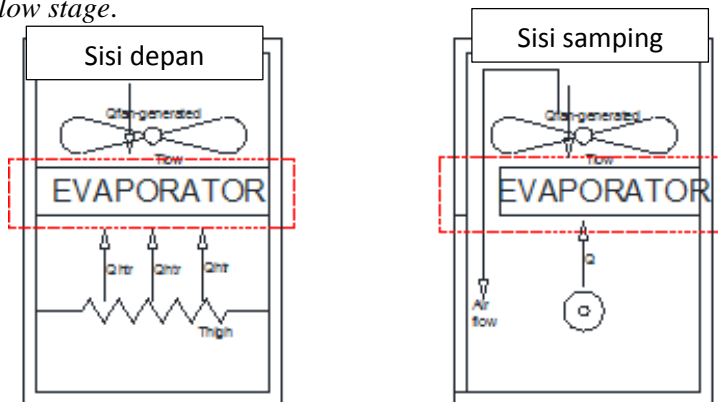
Gambar 2.15 Skema sistem refrigerasi *cascade*



Pada gambar 2.18 diatas dapat dilihat bahwa terdapat dua sistem refrijerasi uap standar yang dihubungkan secara seri melalui *Plate Heat Exchanger*. Sisi *Low stage* memiliki nomor 1 yaitu saat memasuki kompresor, 2 pada keluaran kompresor, 3 pada keluaran *Plate heat exchanger* dan 4 pada masukan evaporator. Pada sisi *High Stage*, masukan kompresor diberi nomor 5, keluaran kompresor diberi nomor 6, keluaran kondensor diberi nomor 7 dan masukan *Plate heat exchanger* diberi nomor 8. Tekanan dan temperature setiap nomor akan diukur untuk menghitung performa sistem refrijerasi *cascade*.

2.8.1 Kesetimbangan Laju Aliran Massa Refrigeran pada Low Stage

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan energi yang terjadi pada evaporator *low stage*.



Gambar 2.16 Model sistem pada *refrigerator box* sisi *low stage*

Rumus yang digunakan dalam perhitungan balans energi adalah persamaan energi yang berupa:



$$\dot{Q} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other} - \dot{W}_{shaft} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{c\tilde{V}_{1in}}^{c\tilde{V}_{out}} \rho e d\tilde{V} + \int_{c\tilde{S}_{in}}^{c\tilde{S}_{out}} (e + pv) \rho \tilde{V} dA \quad (2.5)$$

Dimana:

1. $\dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other} + \dot{W}_{shaft} = 0$. Evaporator maupun kondensor tidak memerlukan atau menghasilkan kerja, hanya terjadi perpindahan panas.
2. $\frac{\partial}{\partial t} \int_{c\tilde{V}_2}^{c\tilde{V}_1} \rho e d\tilde{V} = 0$. Aliran dianalisa pada kondisi steady state sehingga propertiesnya tidak berubah terhadap satuan waktu.
3. Tidak ada perbedaan energi kinetik dan energi potensial dari kedua titik pengamatan. $(\frac{\Delta V^2}{g} = 0 ; g\Delta z = 0)$.
4. $e = u + \frac{V^2}{2} + gz$. dimana : $u + pv = h \left[\frac{kJ}{kg} \right]$ dan $\rho V dA = \dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$.

Rumus ini disederhanakan dengan asumsi diatas seperti yang diberikan pada batasan masalah sehingga persamaan balans energi untuk evaporator tereduksi menjadi:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{refLS} (h_1 - h_4) [W] \quad (2.6)$$

Dimana:

\dot{Q}_{evap} = Jumlah total kalor yang diterima oleh evaporator dari lingkungan [kW]

\dot{m}_{refLS} = Laju aliran massa refrijeran R-407F yang melewati evaporator [kg/s]

h_1 = Entalpi refrijeran keluar dari evaporator [kJ/kg]

h_4 = Entalpi refrijeran masuk ke evaporator [kJ/kg]

Laju penyerapan kalor oleh refrijeran R-407F pada evaporator low stage adalah sama dengan beban-beban pendinginan pada ruangan tempat evaporator bekerja, sehingga untuk mengetahui



laju alir masa refrijeran, perlu didefinisikan beban yang berkontribusi pada \dot{Q}_{evap} . Dengan merujuk pada gambar sistem, maka :

$$1. \quad \dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{beban\ internal} + \dot{Q}_{beban\ eksternal} [kW]$$
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{loss_{total}} [kW] \quad (2.7)$$

Dimana:

- \dot{Q}_{evap} = Jumlah total kalor yang diterima oleh evaporator dari lingkungan [kW]
 \dot{Q}_{heater} = Jumlah total kalor yang muncul dari ruangan dan ingin dikeluarkan [kW]
 $\dot{Q}_{loss_{total}}$ = Jumlah total kalor yang masuk ke ruang pendingin secara konveksi & konduksi akibat beda temperature dengan ambiens [kW]
 \dot{Q}_{fan} = Kalor yang dilepaskan akibat kerja yang dilakukan oleh fan.

2. \dot{Q}_{heater}

Pada uji eksperimen ini, penulis menggunakan kawat yang dialiri tegangan untuk menghasilkan panas. Pada aplikasinya, beban sistem pendinginan ini berasal dari bahan-bahan makanan yang disimpan dalam *freezer*. Namun, untuk memudahkan adanya beban kalor yang stabil sehingga beban sistem menggunakan simulasi yaitu dari kawat yang dialiri tegangan. Beban pendinginan ditambahkan dengan mengalirkan tegangan sebesar 0, 120, 180 dan 240 volt pada heater.

3. \dot{Q}_{fan}

Pada kondisi ideal, maka suatu alat yang menghasilkan kerja tidak memunculkan kalor saat beroperasi. Namun, pada kondisi actual dimana fan tidak mungkin untuk diinsulasi sempurna maka muncul kalor akibat kerja tersebut. Pada spesifikasi fan tertulis bahwa fan membangkitkan 30 [watt] saat dioperasikan sehingga nilai ini ditambahkan ke beban kalor



yang butuh dipindahkan refrijeran keluar dari sistem ke lingkungan.

4. $\dot{Q}_{eksternal}$

$$\begin{array}{ccccccc}
 T_{out} & & T_{s,o} & & T_{s,i} & & T_{in} \\
 \hline
 & \frac{1}{h_{out} \cdot A_s} & \frac{L1}{k1As} & + \dots + & \frac{Ln}{knAs} & \frac{1}{h_{in} \cdot A_s}
 \end{array}$$

$$Q_{loss\ total} = \sum \frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t-n}} + \frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t\ glass}} ; n = 1,2,3 \quad (2.8)$$

$$\sum R_{t-n} = R_{kond\ sisi-n} + R_{konv\ bebas\ sisi-n} + R_{konv\ paksa\ sisi-n}$$

$$\sum R_{glass} = R_{konv\ bebas\ glass} + R_{kond\ glass} + R_{konv\ paksa\ glass}$$

a. R_{kond}

Seiring dengan turunnya suhu di dalam sistem akibat penyerapan kalor oleh refrijeran, maka akan muncul perbedaan temperature antara sistem dan lingkungan yang menyebabkan perpindahan kalor secara konduksi dari lingkungan, $T_s = 26\text{ C}$ ke sistem. Perpindahan panas secara konduksi terjadi pada empat sisi sementara sisi atas dan bawah dari kondensor terinsulasi sempurna sehingga tidak ada panas yang masuk. Tiga sisi dari sistem terdiri dari lapisan Zn-Kayu-Poliurethane-Kayu-Zn sementara satu sisi yang tersisa adalah kaca-udara-kaca, sebagai media mengamati isi dari sistem.

Pada kasus udara yang terletak diantara dua material yaitu kaca pada kasus ini, maka perpindahan panas dapat terjadi secara konduksi ataupun secara konveksi bebas melalui celah (*Free convection at cavities*). Jika rasio tinggi dan lebar $\left(\frac{H}{L}\right) > 40$ maka perpindahan panas pada medium udara diantara kedua kaca penyusun pintu *refrigerator box* lebih dominan terjadi



secara konduksi, sehingga persamaan yang digunakan:

$$\frac{L_{udara}}{k_{udara}A_{udara}} \quad (2.9)$$

Jika rasio tinggi dan lebar $\left(\frac{H}{L}\right) < 40$ pada celah udara tegak maka persamaan yang digunakan:

$$Nu_L = 1 ; Ra_L < 10^3 \quad (2.10)$$

$$Nu_L = 0.046 Ra_L^{\frac{1}{3}} \text{ untuk } 1 < \frac{H}{L} < 40 ; 1 < Pr < 20 ; 10^6 < Ra_L < 10^9 \quad (2.11)$$

Besar dari $\dot{Q}_{loss\text{kond}}$ dapat dihitung melalui persamaan berikut:

$$R_{kond} = \frac{L}{kA} \quad (2.12)$$

$$R_{kond\ sp-n} = \left(2 \frac{L_{zn}}{k_{zn}} + \frac{L_{wood}}{k_{wood}} + 2 \frac{L_{poliutherane}}{k_{poliutherane}}\right) \frac{1}{A_{sisi-n}} ; Sisi - n, n = 1,2,3 \quad (2.13)$$

$$R_{kond\ glass} = 2 \frac{L_{glass}}{k_{glass}A_{glass}} + \frac{L_{udara}}{k_{udara}A_{udara}} ; \frac{H}{L} = 41 < 40 \quad (2.14)$$

b. R_{konv}

Setelah mendapatkan *losses* melalui konduksi dinding, selanjutnya dihitung besarnya *losses* pengeluaran kalor secara konveksi melalui dinding kaca sistem dengan persamaan sebagai berikut :

$$R_{konv} = \frac{1}{hA} \quad (2.15)$$

$$R_{konv} = \left(\frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}}\right) \frac{1}{A_{sisi-n}} ; Sisi - n, n = 1,2,3 \quad (2.16)$$

$$R_{konv\ glass} = \left(\frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}}\right) \frac{1}{A_{glass}} \quad (2.17)$$



Konveksi yang terjadi didalam kabin adalah konveksi paksa (*forced convection*) dimana udara digerakkan oleh fan kabin sementara karena berada didalam ruangan tertutup, konveksi terjadi secara alami (*free convection*). Untuk mencari koefisien konveksi paksa dapat digunakan persamaan:

$$Re_D = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2.18)$$

$$h = \frac{Nu_D K_f}{D} \quad (2.19)$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.20)$$

Sementara untuk mencari koefisien konveksi luar yang terjadi secara alami, dipakai persamaan sebagai berikut:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_L - T_s) L^3}{\alpha \nu} \quad (2.21)$$

Dimana bilangan *Nusselt* untuk plat vertical:

$$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \right)^2 \quad (2.22)$$

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} ; Ra_L < 10^9 \quad (2.23)$$

$$h_{outside} = \frac{Nu_L k}{L} \quad (2.24)$$

Sedangkan untuk plat horizontal:

- Sisi atas (luasan panas diatas, luasan dingin di bawah)

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (10^4 < Ra_L < 10^7) \quad (2.25)$$



$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (10^7 < Ra_L < 10^{11}) \quad (2.26)$$

- Sisi bawah (luasan panas dibawah, luasan dingin diatas)

$$Nu_L = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad (10^5 < Ra_L < 10^{10}) \quad (2.27)$$

$$h_{outside} = \frac{Nu_L k}{\left(\frac{A_s}{K}\right)} \quad (2.28)$$

Maka:

$$Q_{loss\ total} = \frac{T_{out}-T_{in}}{\left(2\frac{L_{zn}}{k_{zn}} + \frac{L_{wood}}{k_{wood}} + 2\frac{L_{poliutherane}}{k_{poliutherane}} + \frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}}\right) \frac{1}{A_{sisi-1}} + \frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t-2}} + \frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t-3}} + \frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t\ glass}}} \quad (2.29)$$

Dimana,

$\dot{Q}_{loss\ total}$ = Jumlah total kalor yang masuk ke ruang pendingin secara konveksi & konduksi akibat beda temperature dengan ambiens [kW]

$R_{kond\ sp-n}$ = Tahanan konduksi termal total pada sisi ke-n

$R_{kond\ glass}$ = Tahanan konduksi termal total pada sisi kaca pintu

$R_{konv\ sp-n}$ = Tahanan konveksi termal total pada sisi ke-n

$R_{konv\ glass}$ = Tahanan konveksi termal total pada sisi kaca pintu

L_n = tebal dari material n

k_n = koefisien konduktif dari material n

A_n = Luas area dari material n yang menghantarkan panas

h_{inside} = koefisien konveksi yang disebabkan aliran udara pada sistem

$h_{outside}$ = koefisien konveksi yang disebabkan aliran udara pada lingkungan

T_{out} = Temperatur udara lingkungan ($^{\circ}C$)

T_{in} = Temperatur udara *refrigerator box* ($^{\circ}C$)

$T_{s,i}$ = Temperatur permukaan sisi dalam sistem ($^{\circ}C$)



$T_{s,o}$ = Temperatur permukaan sisi luar sistem ($^{\circ}\text{C}$)

Dari perhitungan diatas, maka besar dari $\dot{m}_{ref_{LS}}$ adalah :

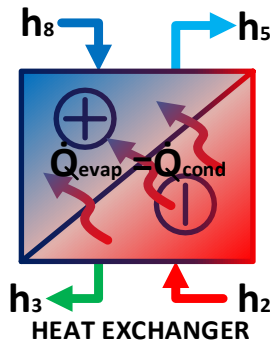
$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_1 - h_4} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (2.30)$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{beban sistem} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{loss total}}{h_1 - h_4} \text{ [kg/s]} \quad (2.31)$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\{70,140,210,300\} + 50 + \dot{Q}_{loss total}}{h_1 - h_4} \text{ [kg/s]} \quad (2.32)$$

2.8.2 Persamaan Laju Aliran Massa Refrigeran pada *High Stage*

Dengan mempertimbangkan perpindahan panas pada *heat exchanger* seperti pada gambar 2.17, maka perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran *low stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan tidak ada *heat loss*.



Gambar 2.17 Perpindahan panas pada *heat exchanger*

$$\dot{Q}_{Cond LS} = \dot{Q}_{Evap HS} \quad (2.33)$$

$$\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HS}(h_5 - h_8) \quad (2.34)$$



$$\dot{m}_{HS} = \frac{\dot{m}_{LS} (h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (2.35)$$

2.8.3 Persamaan Daya Nyata Kompresor

Unjuk kerja nyata kompresor dapat diketahui dari daya yang diberikan terhadap kompresor. Daya tersebut dapan menghasilkan kenaikan tekanan pada keluaran kompresor, sehingga terjadi kenaikan dari entalpi seperti gambar 2.18. Adapun kera dari kompresor dapat ditulis dengan persamaan:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_{in} - h_{out}) \quad (2.36)$$

Pada *High stage*:

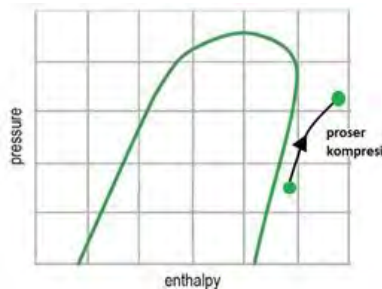
$$\dot{W}_{c_HS} = \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_5) \text{ [kW]} \quad (2.37)$$

Pada *Low stage*:

$$\dot{W}_{c_LS} = \dot{m}_{LS} \times (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (2.38)$$

Dimana :

- \dot{W}_c = daya kompresor [watt]
- \dot{m} = laju aliran massa refrigeran [kg/s]
- $h_{1,5}$ = entalpi refrigeran masuk kompresor [kJ/kg]
- $h_{2,6}$ = entalpi refrigeran keluar kompresor [kJ/kg]



Gambar 2.18 Proses kompresi *high stage* dan *low stage*

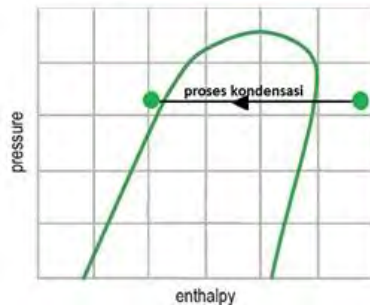


Pada sistem refrigerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapat dengan menjumlahkan kerja kompresor pada sistem HS dan LS.

$$W_{\text{total}} = W_{\text{c_HS}} + W_{\text{c_LS}} \quad (2.39)$$

2.8.4 Persamaan Pengeluaran Kalor pada Kondensor *High Stage*

Kondensor merupakan alat pembuang kalor dari refrigeran ke lingkungan, sehingga berakibat perbedaan entalpi pada sisi *inlet* dan *outlet*, seperti pada gambar 2.19, maka dapat diketahui besarnya panas yang berhasil dikeluarkan oleh refrigeran. Berikut kalor yang dibuat oleh kondensor dinyatakan dengan dengan rumus:



Gambar 2.19 Proses pada kondensor *high stage*

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = \dot{m}_{\text{HS}} \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{HS}} \times (h_6 - h_7) \quad (2.40)$$

Dimana :

\dot{m}_{HS} = laju aliran massa refrigeran *high stage* [kg/s]

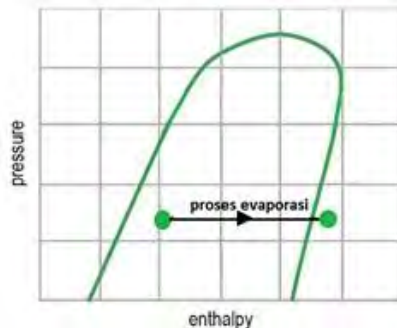
h_7 = entalpi refrigeran keluar kondensor [kJ/kg]

h_6 = entalpi refrigeran masuk kondensor [kJ/kg]



2.8.5 Persamaan Kapasitas Pendinginan Pada Evaporator Low stage

Besarnya kapasitas pendinginan pada evaporator tergantung jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator. Semakin besar panas yang diserap temperatur keluaran semakin besar seperti pada gambar 2.20. Untuk menghitung besarnya kapasitas pendinginan dapat digunakan persamaan sebagai berikut :



Gambar 2.20 Proses pada evaporator *low stage*

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{LS}} \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{LS}} \times (h_1 - h_4) \quad (2.41)$$

Dimana :

- \dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan [Kwa]
- $\dot{m}_{\text{ref LS}}$ = Laju aliran massa refrigeran *low stage* [kg/s]
- h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator [kJ/kg]
- h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator [kJ/kg]

2.8.6 Persamaan Efisiensi Isentropik Kompresor Low Stage

Besarnya efisiensi isentropik dari kompresor *Low stage* dapat dihitung dengan persaaam :

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{\text{c,LS}|s}}{\dot{W}_{\text{c,LS}}} 100\% \quad (2.42)$$



$$\eta_s = \frac{\dot{m}_{\text{ref LS}} \times (h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_{\text{ref LS}} \times (h_2 - h_1)} 100\% \quad (2.43)$$

Dimana :

- \dot{m}_{LS} = Laju aliran massa refrigeran *low stage* [kg/s]
 h_1 = entalpi refrigeran masuk kompresor [kJ/kg]
 h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor [kJ/kg]
 h_{2s} = entalpi refrigerant keluar kompresor dengan efisiensi 100% [kJ/kg]

2.8.7 Persamaan Rasio Pengeluaran Kalor (*Heat Rejection Ratio*) (HRR)

Laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitannya dengan kapasitas pendinginan dinyatakan sebagai “Rasio Pengeluaran Kalor” atau *Heat Rejection Rasio* (HRR).

$$HRR = \frac{Q_{\text{cond HS}}}{Q_{\text{evap LS}}} = \frac{\text{laju pelepasan kalor di kondensor}}{\text{laju penyerapan kalor di evaporator}} \times 100\%$$

$$HRR = \frac{Q_{\text{cond HS}}}{Q_{\text{evap LS}}} = \frac{\dot{m}(h_{\text{in cond}} - h_{\text{out cond}})}{\dot{m}(h_{\text{out evap}} - h_{\text{in evap}})} \times 100\% \quad (2.44)$$

Dimana :

- Q_c = Laju pelepasan kalor kondensor di High/Low stage [kW]
 Q_e = Laju penyerapan kalor evaporator di High/Low stage [kW]

Untuk High stage :

- \dot{m}_{HS} = Laju aliran massa refrijeran Musicool-22 [kg/s]



$(h_{in_cond} - h_{out_cond})$ = Selisih entalpi refrijeran pada inlelt dan outlet kondensor $(h_6 - h_7)$ [kJ/kg]

$(h_{out_evap} - h_{in_evap})$ = Selisih entalpi refrijeran pada inlelt dan outlet evaporator $(h_5 - h_8)$ [kJ/kg]

Untuk Low stage :

\dot{m}_{LS} = Laju aliran massa refrijeran R-407F [kg/s]

$(h_{in_cond} - h_{out_cond})$ = Selisih entalpi refrijeran pada inlelt dan outlet kondensor $(h_2 - h_3)$ [kJ/kg]

$(h_{out_evap} - h_{in_evap})$ = Selisih entalpi refrijeran pada inlelt dan outlet evaporator $(h_1 - h_4)$ [kJ/kg]

2.8.8 Coefficient of Performance (COP)

Coefficient of performance dari sebuah sistem refrigerasi merupakan efisiensi sistem atau rasio ketetapan dari perbandingan kalor yang diserap sebagai energi yang termafaatkan dengan energi yang digunakan sebagai kerja, atau berdasarkan teori sederhananya ditulis :

$$COP_{cascade} = \frac{Q_{evap_LS}}{W_{HS} + W_{LS}}$$
$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_5) + \dot{m}_{LS}(h_2 - h_1)} \quad (2.45)$$

Dimana :

$COP_{cascade}$ = COP sistem refrijerasi cascade

Q_{e_LS} = Kapasitas refrijerasi di Low stage [kW]

W_{ref_HS} = Kerja nyata kompresor di High stage [kW]



W_{ref_LS} = Kerja nyata kompresor di Low stage [kW]

\dot{m}_{ref_LS} = Laju aliran massa refrijeran di Low stage [kg/s]

\dot{m}_{ref_HS} = Laju aliran massa refrijeran di High stage [kg/s]

h_1 = Entalpi refrijeran masuk kompresor di Low stage [kJ/kg]

h_2 = Entalpi refrijeran keluar kompresor di Low stage [kJ/kg]

h_4 = Entalpi refrijeran masuk evaporator di Low stage [kJ/kg]

h_5 = Entalpi refrijeran masuk kompresor di High stage [kJ/kg]

h_6 = Entalpi refrijeran keluar kompresor di High stage [kJ/kg]

2.8.9 Persamaan Effectiveness-NTU (Number of Transfer Unit)

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Pada boiler, kondensor, dan evaporator terjadi perubahan fasa di dalam alat penukar kalor sehingga nilai rasio kapasitas panas (Cr) adalah 0 dan arah aliran tidak berpengaruh. Perhitungan dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{h,i}-T_{c,i}} \quad (2.46)$$

Dimana : $Q_{diberikan} = Q_{diterima}$

$$\frac{M_h C_{p,h}}{M_c C_{p,c}} = \frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{T_{h,i}-T_{h,o}} \quad (2.47)$$



Dari persamaan LMTD :

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -\frac{UA}{C_{min}} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (2.48)$$

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \exp[-NTU(1 + Cr)] \quad (2.49)$$

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{T_{ho}-T_{co}}{T_{hi}-T_{ci}} = \frac{T_{ho}-T_{hi}+T_{hi}-T_{co}}{T_{hi}-T_{ci}} \quad (2.50)$$

Substitusikan Tco dari persamaan (2.47) ke (2.50) maka:

$$\frac{(T_{ho}-T_{hi})+(T_{hi}-T_{ci})-\frac{C_{min}}{C_{max}}(T_{ho}-T_{hi})}{T_{hi}-T_{ci}} \quad (2.51)$$

Substitusikan persamaan (2.43) ke (2.48) maka:

$$-\varepsilon + 1 - Cr \varepsilon = \frac{T_{ho} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad (2.52)$$

Substitusikan persamaan (2.52) ke (2.49) maka:

$$-\varepsilon + 1 - Cr \varepsilon = \exp[-NTU(1 + Cr)] \quad (2.53)$$

Cr untuk boiler, evaporator dan kondensor = 0, maka :

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NTU] \quad (2.54)$$

Nilai U didasarkan di sisi fluida panas didapatkan dengan persamaan :

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{h_c \left(\frac{A_c}{A_h} \right)} + \frac{Rf''}{A_c} A_h + \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi L (k_{tube}) / A_h} + \frac{1}{\eta_{o,h} h_h} ; \eta_{o,c} = 1 \text{ (tidak ada fin dalam)} \quad (2.55)$$

$$\eta_{o,h} = \frac{\tanh(nL)}{nL} \quad (2.56)$$



$$n = \frac{h_h}{\sqrt{k_{fin} \cdot t_{tube}}} \quad (2.57)$$

Dimana :

U_h = Overall heat transfer coefficient didasarkan sisi panas [W/m^2]

h_c = Koefisien konveksi sisi dingin (R407f) [$W/m.K$]

h_h = Koefisien konveksi sisi panas (udara) [$W/m.K$]

$\eta_{o,h}$ = Efektivitas dari fin pada sisi luar

A_c = Luasan bagian dalam pipa dengan $d_i = 0.008$ m [m^2]

A_h = Luasan bagian luar pipa dengan $d_o = 0.01$ m [m^2]

L = Panjang tube evaporator yaitu 640 cm [m]

Sehingga nilai *Effectiveness* adalah :

$$NTU = \frac{U_h A_h}{C_{min}} ; C_{min} = C \text{ fluida tidak berubah fasa} \quad (2.58)$$

Subtitusikan ke persamaan (2.51)

$$\% \varepsilon = 1 - \exp \left[- \frac{U_h A_h}{c p_{ref HS} \cdot \dot{m}_{ref HS}} \right] \times 100\% \quad (2.59)$$



Tugas Akhir
Bidang Studi Konversi Energi

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB III

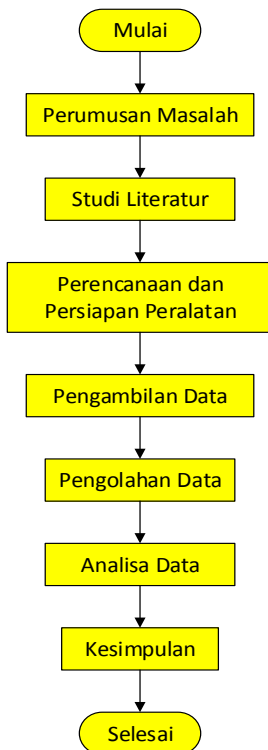
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Penelitian

Langkah-langkah analisis pada penelitian ini dilakukan berdasarkan tujuan penelitian. Berikut langkah-langkah analisis yang dilakukan pada penelitian ini:

1. Perumusan masalah
2. Studi literatur
3. Perencanaan dan perancangan peralatan
4. Pengambilan data
5. Pengolahan data
6. Analisa hasil perhitungan dari hasil pengamatan

Untuk lebih jelasnya, berikut langkah-langkah analisis di atas diuraikan lebih rinci seperti gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alir langkah penelitian

3.1.1 Perumusan Masalah

Langkah pertama dari langkah analisis adalah perumusan masalah. Perumusan masalah merupakan penjabaran dari identifikasi masalah dan pembatasan masalah. Hal tersebut diperlukan untuk membentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian, termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.



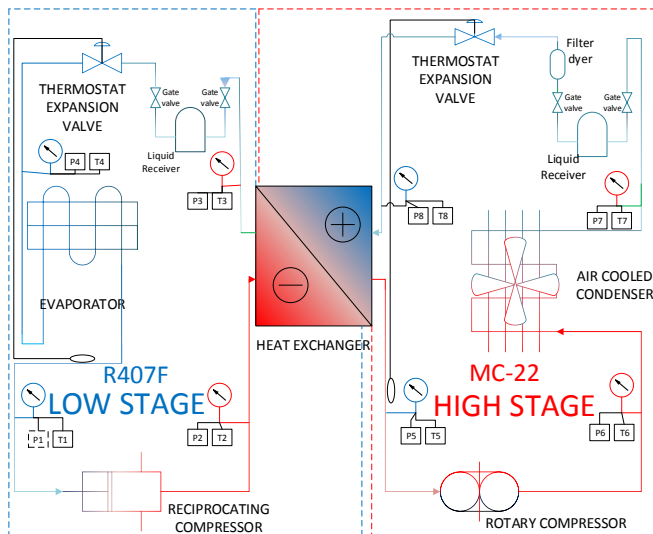
3.1.2 Studi Literatur

Setelah merumuskan masalah studi literatur dalam sebuah penelitian dilakukan untuk mendapatkan gambaran yang menyeluruh tentang apa yang sudah dikerjakan orang lain dan bagaimana orang mengerjakannya, kemudian seberapa berbeda penelitian yang akan kita lakukan.

3.1.3 Perencanaan dan Perancangan Peralatan

Untuk memulai percobaan, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan yaitu merencanakan lalu merancang peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa alat tersebut sudah sesuai dan benar-benar siap untuk pengambilan data.

Gambar 3.2 merupakan penampakan sistem *cascade* yang digunakan dalam pengujian ini, yang terdapat di Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara dengan menggunakan refrigeran MC-22 pada sistem HS dan R-407F pada sistem LS. Untuk melakukan pengujian ini maka dilakukan beberapa modifikasi. Modifikasi yang dilakukan meliputi komponen kompresor, fan kondensor, alat ukur (*pressure gage* dan *thermocontrol*), *filter dryer*, akumulator dan *oil separator*. Adapun skema sistem *cascade* dengan komponen yang lengkap digambarkan seperti pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Skema peralatan sistem pendingin *cascade*



Gambar 3.3 Peralatan sistem pendingin *cascade*



A. Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi Cascade

1. Kompresor

- *High-stage*

Merek/Tipe : Toshiba/Rotari Hermetik

Horse Power: 1

Voltage/Hz : 230/50

Refrigeran : MC22

Lubricant : Alkylbenzene

- *Low-Stage*

Merek/Tipe : Tecumseh/Reciprocating Hermetik

Horse Power: 1

Voltage/Hz : 230/50

Refrigeran : R404A

Lubricant : Alkylbenzene

Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.4 di bawah ini.



(a)

(b)

Gambar 3.4 Kompresor pada sistem refrigerasi cascade,

(a) low stage, (b) high stage

2. Kondensor

- *High-Stage*

Tipe : *Tubes & fins air cooled*

Material : *Pipa tembaga*

Fan : *1300 rpm-0.5A*



Dimensi : Panjang 3 cm, lebar 9 cm dan tinggi 31 cm

Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.5 di bawah ini.



Gambar 3.5 Kondensor *high stage*

3. Alat Ekspansi

- TXV di bagian *low stage* dan *high stage* seperti gambar 3.6



(a)



(b)

**Gambar 3.6 Katup ekspansi thermostatis (TXV) di bagian
(a) *low stage* dan (b) *high stage***

4. Filter Dryer

Filter dryer pada gambar 3.7 merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel-partikel kecil seperti serpihan logam, plastik dan debu yang dapat membahayakan bagi kerja kompresor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor serta membahayakan kompresor. *Filter dryer* ditempatkan setelah kondensor dan sebelum alat ekspansi.

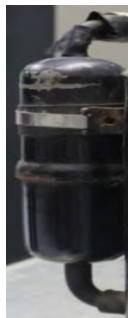


Gambar 3.7 Filter dryer



5. Akumulator

Akumulator merupakan *vessel* yang menjadi tempat penampungan refrigeran setelah melewati evaporator sebelum memasuki *suction line* kompresor. Fungsinya adalah untuk memastikan tidak ada cairan yang masuk ke kompresor yang dapat menyebabkan kerusakan karena cairan merupakan fluida *incompressible*. Akumulator ditempatkan sebelum *suction line* kompresor dan setelah alat ekspansi. Kapasitas akumulator diharuskan minimal 50% dari kapasitas refrigeran dalam sistem. Pada saat sekarang ini akumulator sudah berada satu paket di dalam kompresor. Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.8 di bawah ini.



Gambar 3.8 Accumulator

6. Refrigerator Box

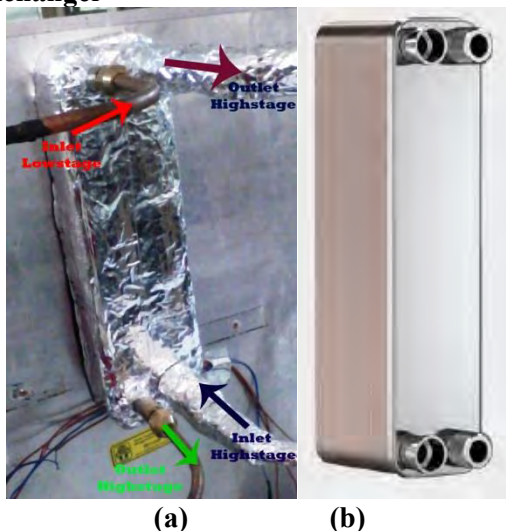


Gambar 3.9 Refrigerator Box



Box pendingin yang digunakan berukuran 46cm x 42cm x 59cm. Dengan kondisi kosong tanpa pembebanan di dalamnya. Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.10 di bawah ini.

7. Heat Exchanger



Gambar 3.10 Alat penukar kalor PHE, (a) setelah diinstalasi, (b) sebelum diinstalasi

Alat penukar kalor yang digunakan pada eksperimental ini menggunakan tipe PHE yang diproduksi oleh SWEP dan dibuat di Malaysia.

Tipe	: <i>Braze Plate heat exchanger</i>
Plate material	: AISI 316
Jumlah plate	: 12
Tinggi	: 317 mm
Lebar	: 76 mm



8. Fan Kondensor



**Gambar 3.11 Fan dan ducting pengeluaran kalor
kondensor *high stage***

Merk / Tipe	: Fujitsu general united /
Vertical mount	
Dimensi	: Diameter 30 cm
Arus / Tegangan	: AC / 220volt

9. Liquid Receiver

Liquid receiver berfungsi untuk menampung refrigeran cair yang berasal dari kondensor. Dengan ditampungnya refrigeran yang berasal dari kondensor tersebut diharapkan refrigeran yang keluar dari *liquid receiver* ini dalam keadaan cair (*liquid*) semua sebelum masuk ke katup ekspansi.

- *High Stage*

Merk / Tipe : Hub / Vertical mount
Dimensi : Diameter 8 cm, tinggi 19 cm
Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502

- *Low Stage*

Merk / Tipe: San xin / Vertical mount
Tipe : Vertical mount
Dimensi : Diameter 14 cm, tinggi 22 cm
Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502



Gambar 3.12 *Liquid receiver* yang digunakan pada (a) *high stage* dan (b) *low stage*

B. Alat Ukur yang Digunakan

1. Thermocontrol

Sebagai alat untuk menampilkan ukuran temperatur yang sedang diukur secara digital.

1. Pressure Gauge

High pressure : 0-35 bar atau 0-500 psi

Low pressure : 0-17.5 bar atau 0-250 psi

2. Amperemeter dan Cosphimeter

Digunakan untuk mengukur arus listrik dan factor daya yang dibutuhkan kompresor HS dan LS.

3. Voltmeter

Digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang dibutuhkan kompresor *high stage* dan *low stage*.



4. Anemometer

Digunakan untuk mengukur laju kecepatan udara pada *fan* evaporator.

5. Thermocouple

Digunakan untuk mengukur temperatur pada permukaan pipa, *refrigerator box* dan angina keluaran evaporator.

3.1.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan pada sistem refrijerasi *cascade* yang menggunakan Musicool-22 pada *High stage* dan R-407F pada *Low stage*. Heater disiapkan dan dinyalakan dengan 4 daya keluaran yaitu 70,140,210 dan 300 [watt]. Pada tiap stage dari stage 1 hingga 8 dilihat tekanan (P), temperatur (T), tegangan, arus, dan faktor daya kompresor dengan waktu tunggu *steady state* 5 menit. Selain data yang diambil pada tiap stage, Temperatur udara yang masuk dan keluar evaporator dan temperature *refrigerator box* juga diukur.

3.1.5 Pengolahan Data

Setelah didapat data dari hasil percobaan, maka data tersebut dapat diolah dengan cara menghitung kebutuhan daya kompresor, menghitung laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_{ref}). Menghitung kapasitas pendinginan, kapasitas pendinginan adalah jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator pada *low-stage*, menghitung kerja nyata dan efisiensi kompresor, menghitung koefisien prestasi (COP), menghitung rasio pengeluaran kalor (Heat Rejection Ratio) (HRR), dan menghitung *effectiveness* serta NTU pada evaporator *low stage*.

3.1.6 Menganalisa dan Mengamati Hasil Perhitungan

Dari hasil perhitungan diatas dapat diamati dan dianalisa karakteristik kerja sistem refrigerasi *cascade*, dan karakteristik



kerja dari evaporator *low stage* yang digunakan pada sistem refrigerasi *cascade*.

3.1.7 Pengambilan Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil unjuk kerja evaporator *low stage* pada sistem refrigerasi *cascade*. Hasil eksperimen diharapkan dapat dijadikan sebagai acuan untuk pengembangan sistem refrigerasi *cascade* selanjutnya.

3.2 Prosedur Pengujian

Prosedur dalam pengujian ini adalah sebagai berikut terdiri dari dua langkah, yaitu langkah persiapan dan langkah pengujian.

3.2.1 Langkah Persiapan

- Pastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap.
- Koreksi setiap alat ukur dan sesuaikan dengan acuan.
- Melakukan pemvakuman menggunakan pompa vakum selama 20 menit untuk mengeluarkan uap air dari sistem.
- Mengisi refrigeran musicoool 22 di *high-stage* dan R-407F di *low-stage* sesuai dengan perbandingan kompresi kompresor.
- Persiapkan dan cek *heater* untuk mengatur variasi pembebanan dengan *voltage regulator*.

3.2.2 Langkah Pengujian

- Hidupkan kompresor HS dan LS sampai kondisi *steady state*.
- Lakukan pengambilan data pertama tanpa beban
- Nyalakan heater 1 dan atur hingga bertegangan 120 volt. Setelah pengambilan data selesai, lakukan hal yang sama dengan 180 dan 240 volt.
- Pengamatan dilakukan sampai sistem dalam keadaan stabil dalam 5 menit.



Stabilitas sistem tercapai apabila laju aliran refrigeran dan bacaan setiap alat ukur telah stabil.

- Amati dan catat semua bacaan alat ukur. P1-P8 , T1-T8, V&I kompresor, T *refrigerator box*, Kecepatan udara oleh fan, T *refrigerator box*, Temperatur udara masuk dan keluar evaporator, T_{surface} luar dan dalam kabin, dan T_s evaporator

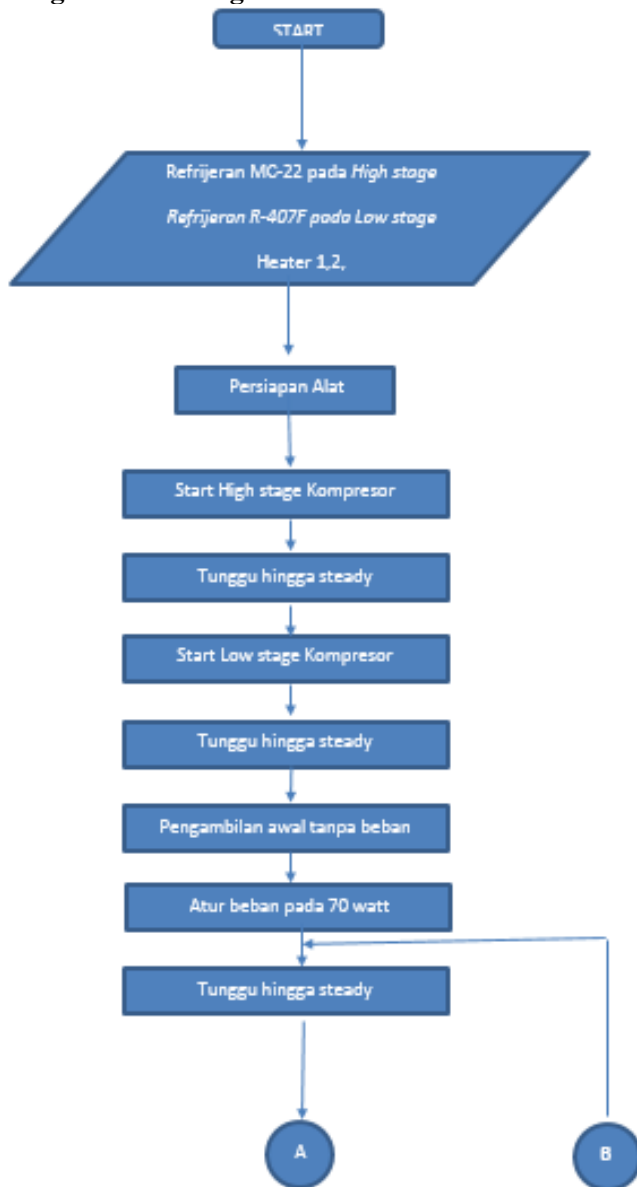
3.3 Grafik Hasil Pengolahan Data

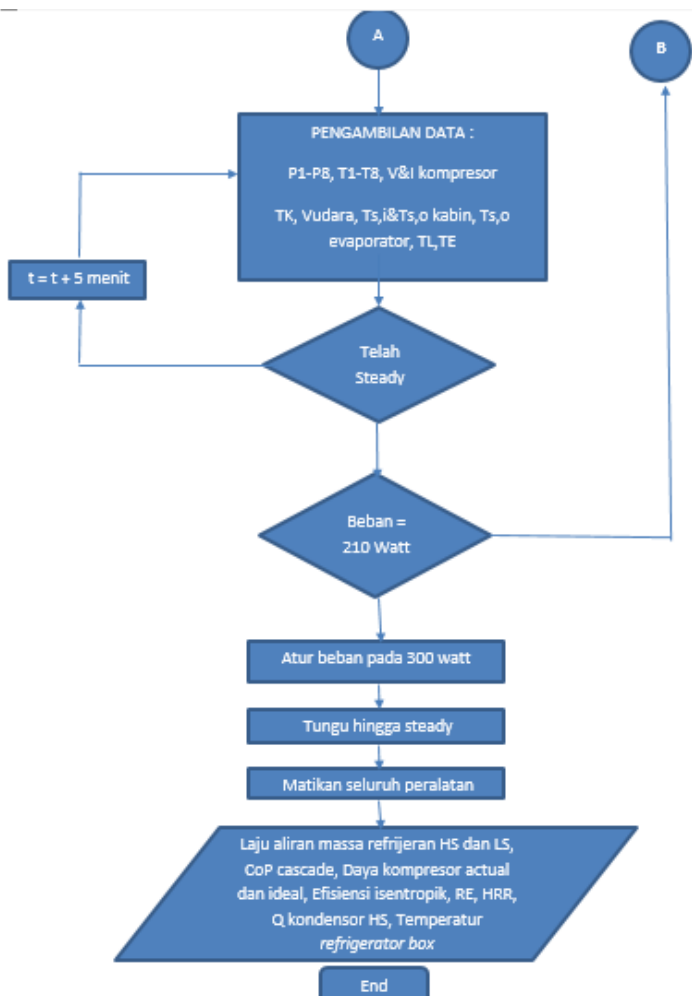
Hasil dari pengolahan data disajikan dalam bentuk grafik-grafik, diantaranya sebagai berikut:

1. Temperatur evaporator LS = $f(\text{beban heater})$
2. Temperatur *refrigerator box* = $f(\text{beban heater})$
3. Daya aktual kompresor LS = $f(\text{beban heater})$
4. Kapasitas Refrijerasi (Q_{evap}) *Low stage* = $f(\text{beban heater})$
5. \dot{m} refrigeran LS = $f(\text{beban heater})$
6. \dot{m} refrigeran HS = $f(\text{beban heater})$
7. COP cascade = $f(\text{beban heater})$
8. HRR = $f(\text{beban heater})$
9. *Effectiveness* evaporator = $f(\text{beban heater})$
10. COP R407f vs R404a = $f(\text{beban heater})$
11. Daya aktual dan Efisiensi Isentropis kompresor R407f vs R404a = $f(\text{beban heater})$
12. \dot{m} refrigeran LS R407f vs R404a = $f(\text{beban heater})$
13. HRR R407f vs R404a = $f(\text{beban heater})$



3.2 Diagram Alir Pengambilan Data





Gambar 3.13 Diagram Alur pengambilan data



BAB IV

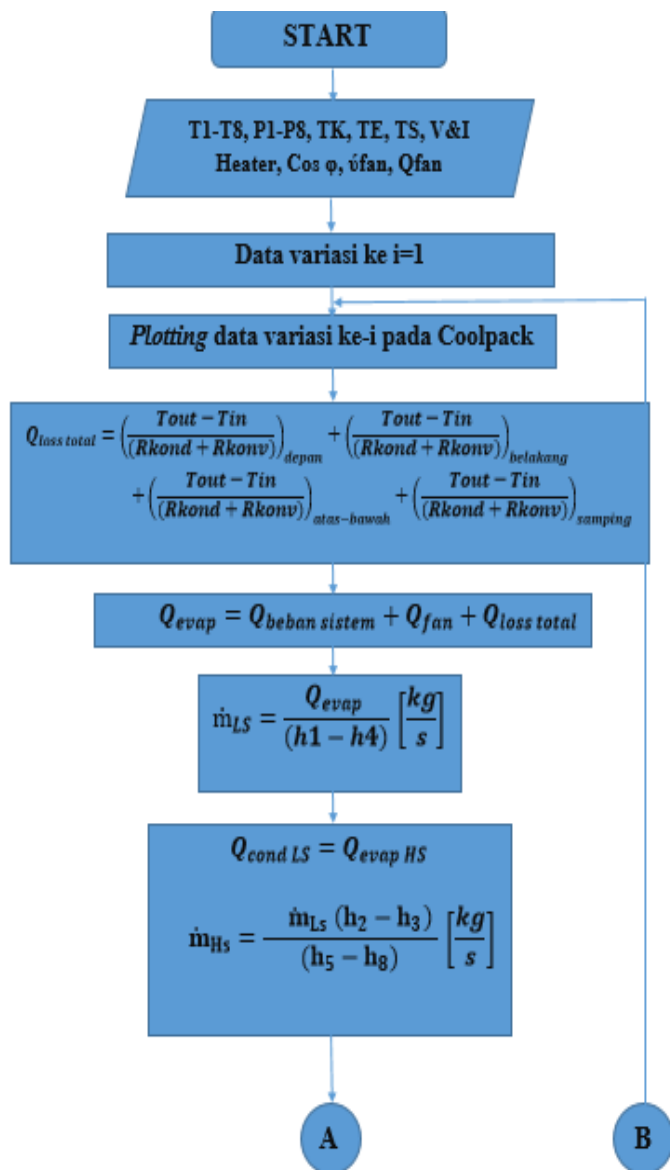
ANALISA DATA dan PEMBAHASAN

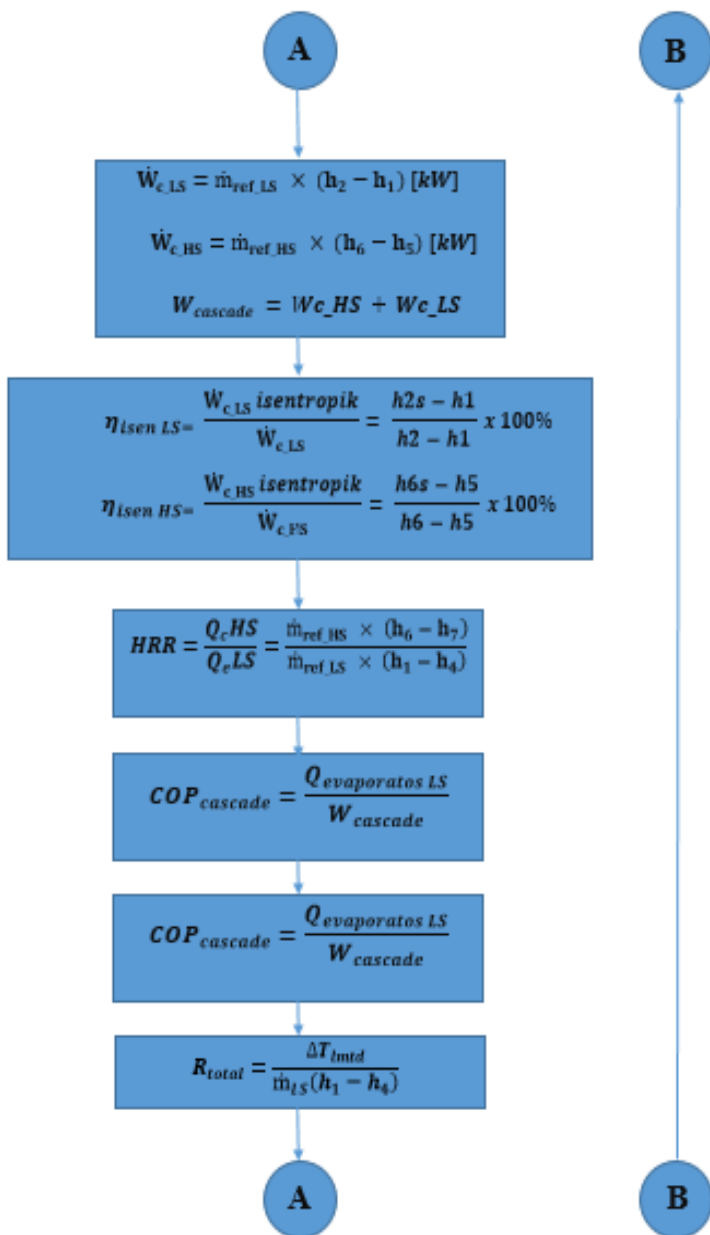
4.1 Data Hasil Pengujian

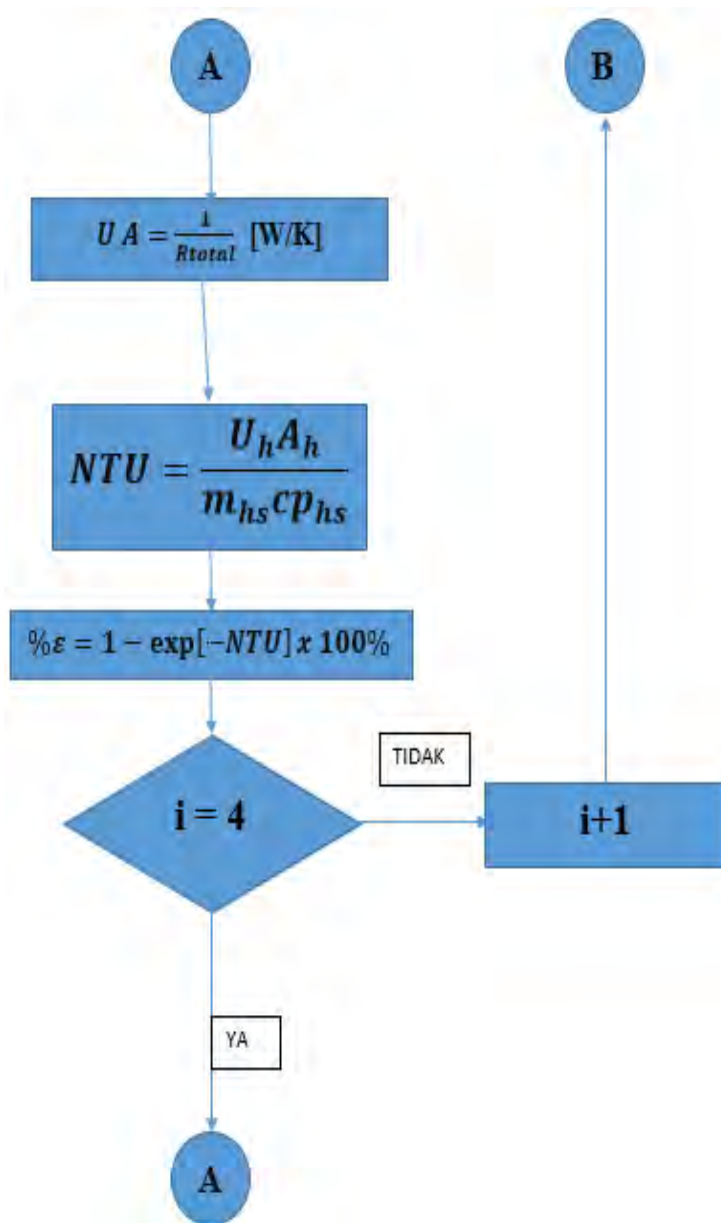
Pengujian dilakukan terhadap sistem refrijerasi cascade dengan menggunakan dua refrijeran yang berbeda yaitu musicool22 (MC22) pada sisi *high stage* dan genetron performax-LT (R407f) pada sisi *low stage*. Pengambilan data dilakukan dengan variasi beban pendinginan yang diberikan ke sistem melalui heater yang berada di dalam kabin yang sama dengan evaporator, dimana *heater* dialiri dengan tegangan 0 volt (tanpa beban), 120, 180 dan 240 volt. Data hasil percobaan dan perhitungan akan dilampirkan pada lampiran.

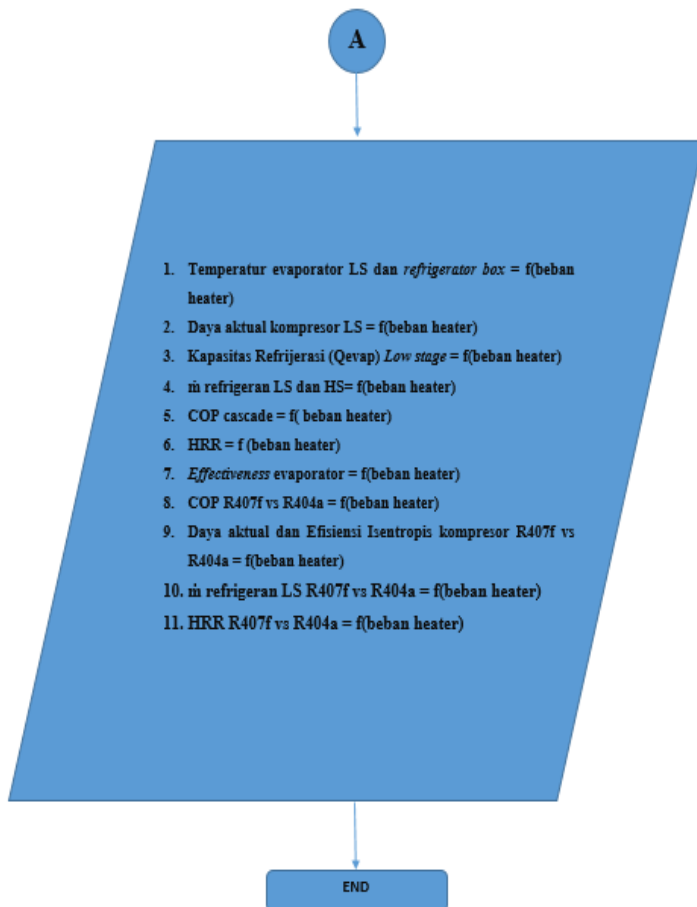


4.2 Flowchart Perhitungan









Gambar 4.1 Flowchart Perhitungan Eksperimen



4.3 Contoh Perhitungan

4.3.1 Data Hasil Percobaan

Contoh perhitungan dilakukan menggunakan salah satu data yang diperoleh dengan mengalirkan tegangan sebesar 180 volt pada *heater*. Data yang didapatkan dibagi menjadi tiga yaitu data yang didapat pada saat membaca alat ukur, data pengolahan yang didapatkan dengan mengkonversi satuan ke satuan yang diinginkan atau data yang didapat dari *plotting* p-h diagram pada *software* Coolpack dengan jenis refrijeran yang sesuai dan data geometri sistem dan properties fluida yang digunakan untuk perhitungan.

4.3.1.1 Data Bacaan Alat Ukur

Pada pemberian tegangan 180 Volt ke *heater*, terbaca arus sebesar 0.6 Ampere sehingga dengan factor daya 0.8 menghasilkan beban sebesar 86.4 Watt. Data yang terbaca pada termokopel dan *pressure gage* adalah:

- i. *Low stage*
 - Tekanan absolut [psi]
 1. P1, Tekanan keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor = 18.7 [psi]
 2. P2, Tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor = 124.7 [psi]
 3. P3, Tekanan keluar kondensor atau masuk katup ekspansi = 115.9 [psi]
 4. P4, Tekanan keluar katup ekspansi atau masuk evaporator = 22.3 [psi]
 - Temperatur [°C]
 1. T1, Temperatur keluar evaporator atau masuk kompresor = -22.52 [°C]
 2. T2, Temperatur keluar kompresor atau masuk kondensor = 80.74 [°C]
 3. T3, Temperatur keluar kondensor atau masuk katup ekspansi = 7.28 [°C]



4. T4, Temperatur keluar katup ekspansi atau masuk evaporator = $-38.52\text{ }^{\circ}\text{C}$
- ii. *High stage*
 - Tekanan absolut [psi]
 5. P5, Tekanan keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor = 72.7 [psi]
 6. P6, Tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor = 204.7 [psi]
 7. P7, Tekanan keluar kondensor atau masuk katup ekspansi = 194.7 [psi]
 8. P8, Tekanan keluar katup ekspansi atau masuk evaporator = 74.9 [psi]
 - Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]
 5. T5, Temperatur keluar evaporator atau masuk kompresor = $19.44\text{ }^{\circ}\text{C}$
 6. T6, Temperatur keluar kompresor atau masuk kondensor = $67.58\text{ }^{\circ}\text{C}$
 7. T7, Temperatur keluar kondensor atau masuk katup ekspansi = $37.06\text{ }^{\circ}\text{C}$
 8. T8, Temperatur keluar katup ekspansi atau masuk evaporator = $3.02\text{ }^{\circ}\text{C}$
- iii. Sistem, Lingkungan, dan lainnya
 - Sistem
 1. TK, Temperatur *refrigerator box* atau udara masuk melewati evaporator = $-29.66\text{ }^{\circ}\text{C}$
 2. TE, Temperatur udara keluar dari evaporator = $-34.4\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Lingkungan
 1. TL, Temperatur ruangan tempat melakukan eksperimen = $28.2\text{ }^{\circ}\text{C}$



- Lainnya
 1. $V_{\text{kompresor}}$, Tegangan yang dibutuhkan oleh kompresor = 210 volt
 2. $I_{\text{kompresor}}$, Arus yang dibutuhkan oleh kompresor = 2.2 Ampere
 3. $\cos \phi$, Faktor daya kompresor 1 fasa = 0.8

4.3.1.2 Data Pengolahan dan Pengeplotan

Data yang didapat setelah mengolah data pada *software* Coolpack adalah sebagai berikut:

- i. Konversi Tekanan [Bar]
 1. P1, Tekanan keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor = 1.28 [psi]
 2. P2, Tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor = 8.48 [psi]
 3. P3, Tekanan keluar kondensor atau masuk katup ekspansi = 7.88 [psi]
 4. P4, Tekanan keluar katup ekspansi atau masuk evaporator = 1.51 [psi]
 5. P5, Tekanan keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor = 4.9 [psi]
 6. P6, Tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor = 14 [psi]
 7. P7, Tekanan keluar kondensor atau masuk katup ekspansi = 13.4 [psi]
 8. P8, Tekanan keluar katup ekspansi atau masuk evaporator = 5.14 [psi]
- ii. Entalpi Refrijeran [kJ/kg.K]

Entalpi refrijeran didapat dengan melakukan *plotting diagram p-h* pada *software* Coolpack dengan menggunakan properties masing-masing refrijeran pada *high* dan *low stage*. Entalpi yang didapatkan dari coolpack adalah data sistem isentropik dan actual sebagai berikut:



- *Low stage*

1. $h_1 = 385.862 \text{ [kJ/kg.K]}$
2. $h_{2s} = 432.61 \text{ [kJ/kg.K]}$; $f(P_2, (s_1=s_2))$
3. $h_2 = 464.549 \text{ [kJ/kg.K]}$; $f(T_2, P_2)$
4. $h_3 = 201.751 \text{ [kJ/kg.K]}$
5. $h_4 = 201.751 \text{ [kJ/kg.K]}$

- *High stage*

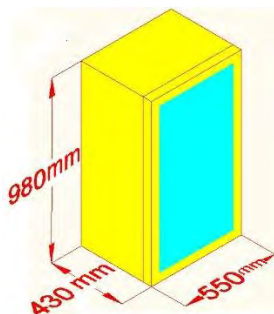
6. $h_5 = 600.472 \text{ [kJ/kg.K]}$
7. $h_{6s} = 654.275 \text{ [kJ/kg.K]}$; $f(P_6, (s_5=s_6))$
8. $h_6 = 671.822 \text{ [kJ/kg.K]}$; $f(T_6, P_6)$
9. $h_7 = 284.136 \text{ [kJ/kg.K]}$
10. $h_8 = 284.136 \text{ [kJ/kg.K]}$

4.3.1.3 Data Geometri Sistem dan Properties Fluida

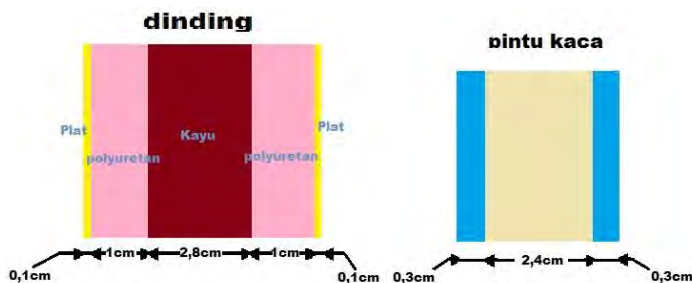
Data geometri sistem adalah pengukuran dimensi dan juga properties dari fluida yang diperlukan pada perhitungan. Data geometri yang diukur merupakan ukuran dari *refrigerator box* dan evaporator sementara properties fluida yang diukur adalah milik udara dan R407f pada temperature yang sesuai. Data yang didapatkan adalah sebagai berikut:

- i. Dimensi

1. *Refrigerator box*



Gambar 4.2 Dimensi *refrigerator box*



Gambar 4.3 Material penyusun sisi-sisi *refrigerator box*

Tabel 4. Nilai Konduktivitas Termal Material Penyusun

Refrigerator Box

MATERIAL	k [W/m·K]
Plat Zn	116
Poliutherane	0.175
Kayu	0.125
Kaca	0.8
Udara	0.14

2. Evaporator

Dimensi = 30 x 45 [cm]

Evap t = 4 [cm]

Do = 0.01 [m]

Ao = 0.2 [m²]

Di = 0.008 [m]

Ai = 0.16 [m²]

Tube t = 0.002 [m]

Ltube = 640 [cm] (19 bends)



Fin height = 5 [mm]

Material = Copper tube ($k = 64$), Aluminum fin ($k = 118$)

ii. Properties Fluida

Properties dari fluida yang diperlukan pada perhitungan adalah viskositas absolut (μ) [10^{-5} kg/m.s], konduktivitas termal fluida (k_f) [W/m.K], densitas (ρ) [kg/m³], dan *Prandtl number* (Pr) dimana seluruh nilai didapatkan berdasarkan interpolasi dari table properties fluida dengan fungsi suhu sementara kecepatan (V) [m/s] juga diukur jika dibutuhkan. Berikut adalah data yang diambil pada saat beban yang diberikan sebesar 86.4 Watt:

- Udara dalam (*Forced Convection*)
 1. Tkabin = -29.66 [°C]
 2. Ts dalam kabin = -28.14 [°C]
 3. Densitas (ρ), -29.66 [°C] = 1.4286348 [kg/m³]
 4. Viskositas absolut (μ), -29.66 [°C] = 1.561304928 [10^{-5} kg/m.s]
 5. Konduktivitas termal fluida (k_f), -29.66 [°C] = 0.02198652 [W/m.K]
 6. *Prandtl number* (Pr), -29.66 [°C] = 0.720932
 7. Kecepatan = 9 [m/s]
- Udara luar (*Free Convection*)
 1. Percepatan gravitasi = 9.81 [m/s²]
 2. Koefisien Ekspansi (β), 300 K = 0.015761 [1/K]
 3. T Lingkungan = 28.2 [°C]
 4. Viskositas kinematic (ν), 300 K = 0.0001568 [m²/s]
 5. *Diffusivity* (α), 300 K = 0.0002207 [m²/s]
- Genetron Performax-LT (R407f)



- | | |
|-------------------------|-----------------|
| 1. Tin evaporator (T4) | = -38.52 [°C] |
| 2. Tout evaporator (T1) | = -22.52 [°C] |
| 3. Ts evaporator tube | = -31.58 [°C] |
| 4. cp fluid | = 1570 [J/kg.K] |

4.3.2 Pengolahan Data dan Contoh Perhitungan

4.3.2.1 Pengeplotan Data pada Coolpack

Pengeplotan data berupa temperature dan suhu dilakukan pada *software* Coolpack dengan properties refrijeran R407a dikarenakan ketersediaan properties R407f, Properties R407a dipilih karena merupakan refrijeran dengan komposisi yang sama dan hanya berbeda dari perusahaan pemroduksi kedua refrijeran tersebut sementara untuk musicool22 diplot pada properties refrijeran R290 dikarenakan keterbatasan properties musicool22 juga dan keduanya merupakan hidrokarbon propane hanya diproduksi oleh perusahaan yang berbeda. Untuk mengeplot diagram p-h isentropic pada Coolpack maka dibutuhkan 6 data, yaitu:

1. Tekanan evaporator [°C, Bar]
2. Tekanan kondensor [°C, Bar]
3. Temperatur *superheat* [°C, K]
4. Temperatur *subcool* [°C, K]
5. *Pressure drop* di evaporator [Bar]
6. *Pressure drop* di kondensor [Bar]

Data 2 hingga 6 dapat dengan mudah dimasukan ke dalam *software*, namun untuk tekanan evaporasi, pembacaan P4 pada *pressure gage* tidak dapat dipakai secara langsung. Hal ini dikarenakan fluida berfasa campuran ketika memasuki evaporator, yaitu pada daerah didalam kubah p-h, yang menyebabkan tekanan yang terbaca adalah parsial yaitu antara tekanan fasa cair atau fasa gas. Untuk mengetahui tekanan dengan pasti, maka dicari tekanan aktual saat refrijeran berada pada temperature T4 (-38.52°C) dengan melakukan interpolasi pada table properties R407f:



Tabel 5. Properties Termodinamika R407f

Temperatur [°C]	Tekanan [Bar]
-46.06	1.013
-37.7	1.5

$$\frac{-46.06 - (-38.52)}{-46.06 - (-37.7)} = \frac{1.013 - P_{evap}}{1.013 - 1.5}$$

$$P_{evap} \text{ aktual} = 1.013 + 0.45 [\text{Bar}] = 1.4639 [\text{Bar}]$$

Dengan diasumsikan bahwa tekanan Pevap aktual bekerja tanpa adanya kehilangan energi selama titik 1 ke 4, maka dicari temperature pada Pevap aktual menggunakan properties di titik uap jenuh dan diinterpolasi. Data 1 yang didapatkan adalah:

$$\frac{1.5 - 1.4639}{1.5 - 1.013} = \frac{-31.4 - (T_{\text{evaporasi}})}{-31.4 - (-39.67)}$$

$$T_{\text{evaporasi}} = -32.01 [^{\circ}\text{C}]$$

Sehingga:

1. Tekanan evaporator [°C, Bar] = -32.01 [°C]
2. Tekanan kondensor [°C, Bar]= P2 = 8.48 [Bar]
3. Temperatur *superheat* [°C, K]= T2 = -22.52 [°C]
4. Temperatur *subcool* [°C, K]= T3 = 7.28 [°C]
5. *Pressure drop* di evaporator [Bar] = Pevap aktual- P4 = 0.18395 [Bar]
6. *Pressure drop* di kondensor [Bar] = P2-P3 = 0.5984 [Bar]



DAFTAR PUSTAKA

- D. H. Kim, H. S. Park, M. S. Kim.** 2012. *Characteristics of R134a/R410A Cascade Heat Pump and Optimization. International Refrigeration and Air Conditioning Conference.* July, 16-19, 2012.
- G. Sachdeva, V. Jain, dan S.S Kachhwaha.** 2014. *Perfromance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. World Academy of Science, Engineering and Technology.* Volume 8, No. 3.
- J. J. Fiori, C. U. S. Lima, and V. Silveira Junior.** 2012. *Theoretic-Experimental Evaluation of a Cascade Refrigeration System for Low Temperature Applications Using the Pair R22/R404a.* Universidade Estadual de Campinas: Belem, Para, Brasil. Volume 11, No. 1-2.
- Incropera, DeWitt, Bergmann and Lavine.** 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* John Willey & Sons Inc: Chicester, England.
- Moran, M.J and Howard N.Shapiro.** 2000. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics.* John Wiley & Sons Inc: Chicester, England.
- S. Kakac, L. Hongtan, A. Pramuanjaroenkij.** 2012. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, Third Edition.* CRC Press: Boca Raton, Florida, United States of America.
- Stoecker, Wilbert F. and Jones, Jerold W.** 1982. *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara.* Penerbit Erlangga: Jakarta, Indonesia



LAMPIRAN A
SIFAT TERMODINAMIKA REFRIJERAN



Genetron® Performax™ LT, R407F								
Thermodynamic Properties								
Absolute Pressure (bar)	Bubble Temperature (°C)	Dew Temperature (°C)	Liquid Density (kg/m³)	Vapour Density (kg/m³)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapour Density (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg.K)	Vapour Entropy (kJ/kg.K)
0.50	-59.5	-52.9	1413.3	2.30	119.7	387.0	0.773	2.008
1.00	-46.3	-39.9	1373.3	4.41	137.1	394.5	0.852	1.973
1.013	-46.06	-39.67	1372.5	4.46	137.5	394.7	0.854	1.972
1.50	-37.7	-31.4	1346.3	6.47	148.7	399.3	0.902	1.954
2.00	-31.1	-25.0	1325.3	8.50	157.6	402.8	0.939	1.941
2.50	-25.7	-19.6	1307.6	10.52	165.0	405.6	0.969	1.931
3.00	-21.0	-15.1	1292.2	12.53	171.4	407.9	0.995	1.923
3.50	-16.9	-11.1	1278.4	14.53	177.0	409.9	1.017	1.917
4.00	-13.3	-7.49	1265.9	16.54	182.1	411.7	1.036	1.911
4.50	-10.0	-4.24	1254.3	18.55	186.8	413.2	1.054	1.906
5.00	-6.92	-1.25	1243.5	20.57	191.1	414.6	1.070	1.902

LAMPIRAN 1. Properties Termodinamika R407f

404A Pressure vs. Temperature

Temp. (°F)	Bubble Pressure (psig)	Dew Pressure (psig)	Temp. (°C)	Bubble Pressure bar-gauge	Dew Pressure bar-gauge
-60.0	6.4 *	7.3 *	-50	-0.17	-0.20
-55.0	2.9 *	3.9 *	-47.5	-0.06	-0.09
-50.0	0.5	0.1 *	-45	0.06	0.03
-45.0	2.6	2.0	-42.5	0.20	0.16
-40.0	4.9	4.3	-40	0.34	0.30
-35.0	7.5	6.8	-37.5	0.50	0.46
-30.0	10.3	9.6	-35	0.68	0.63
-25.0	13.4	12.7	-32.5	0.86	0.81
-20.0	16.8	16.0	-30	1.07	1.01
-15.0	20.5	19.7	-27.5	1.29	1.23
-10.0	24.6	23.6	-25	1.53	1.47
-5.0	28.9	27.9	-22.5	1.78	1.72
0.0	33.7	32.6	-20	2.06	1.99
5.0	38.8	37.7	-17.5	2.36	2.29
10.0	44.3	43.1	-15	2.68	2.60
15.0	50.2	49.0	-12.5	3.02	2.94
20.0	56.6	55.3	-10	3.38	3.30
25.0	63.4	62.1	-7.5	3.77	3.68
30.0	70.7	69.3	-5	4.18	4.09
35.0	78.6	77.1	-2.5	4.62	4.53
40.0	86.9	85.4	0	5.09	4.99

LAMPIRAN 2. Properties Termodinamika R404a

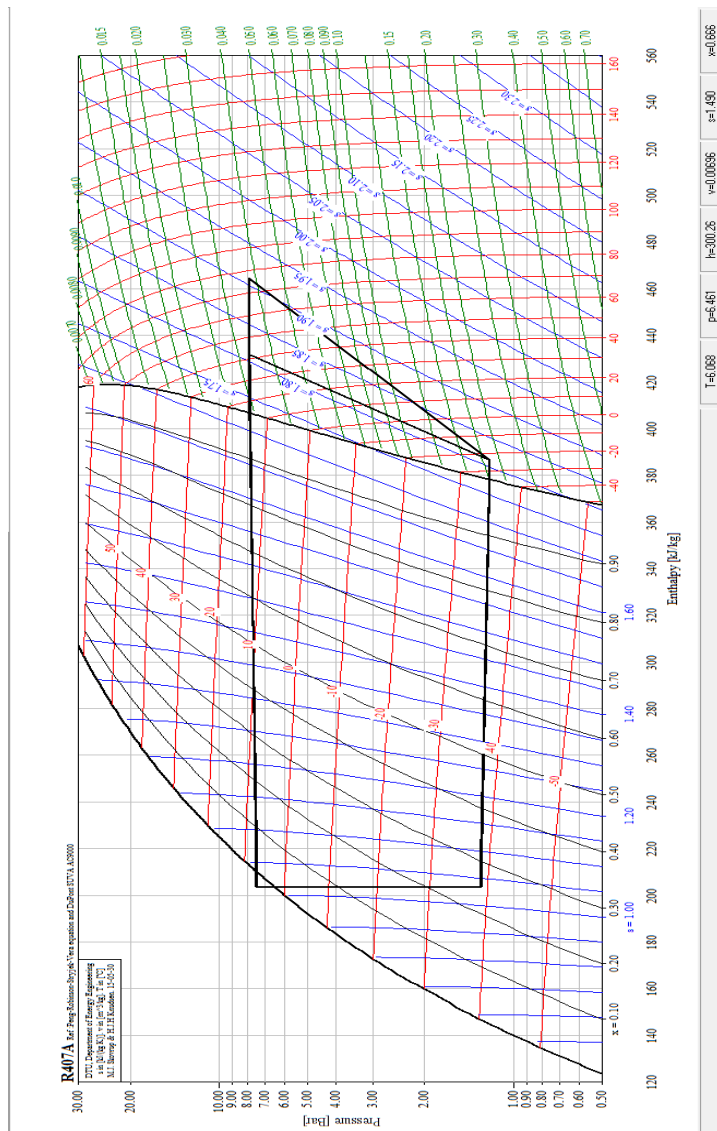


LAMPIRAN B
HASIL *PLOTTING* PADA COOLPACK



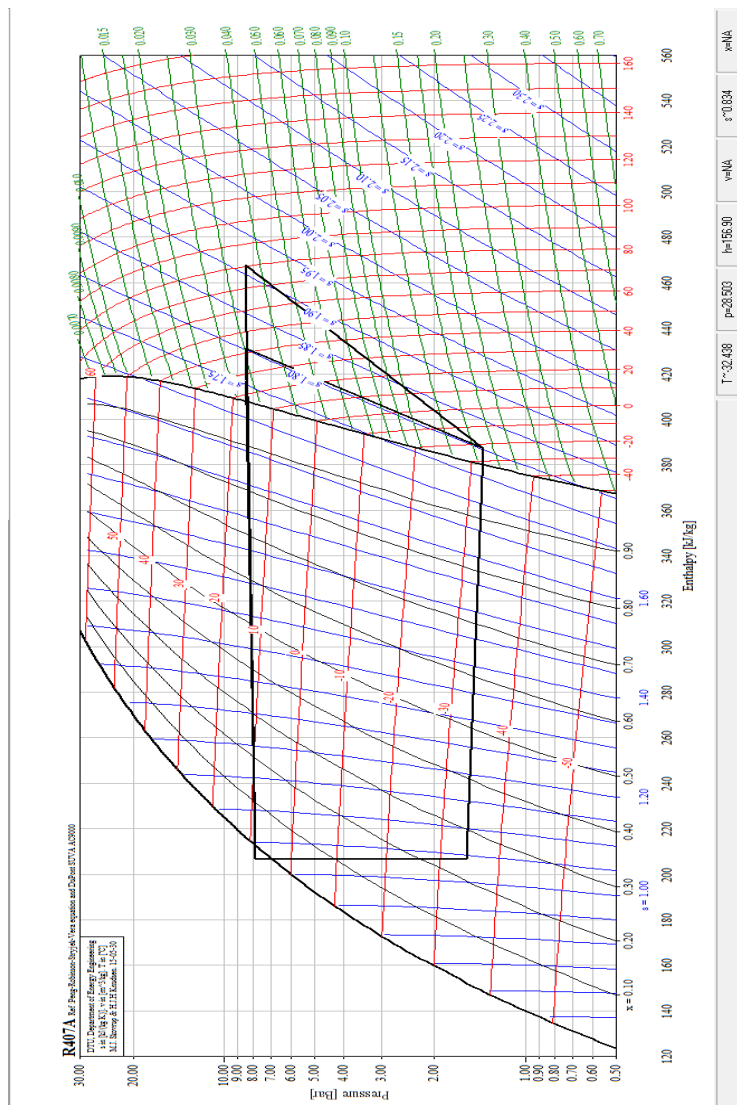


LAMPIRAN 4. Plot Isentropis-Aktual Beban Heater 28.8 Watt





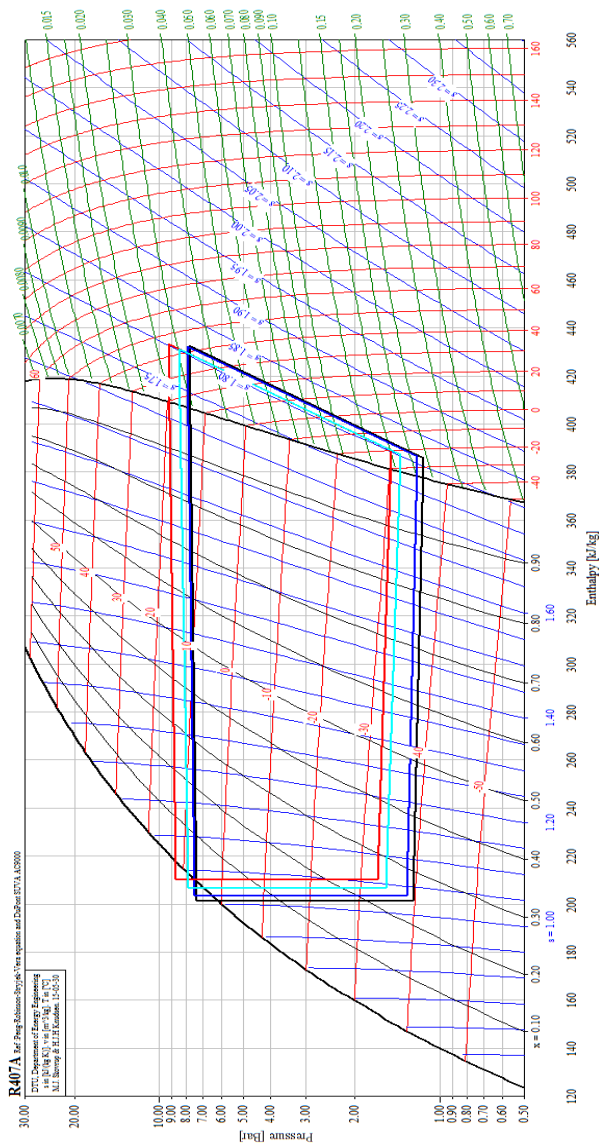
LAMPIRAN 5. Plot Isentropis-Aktual Beban Heater 86.4 Watt







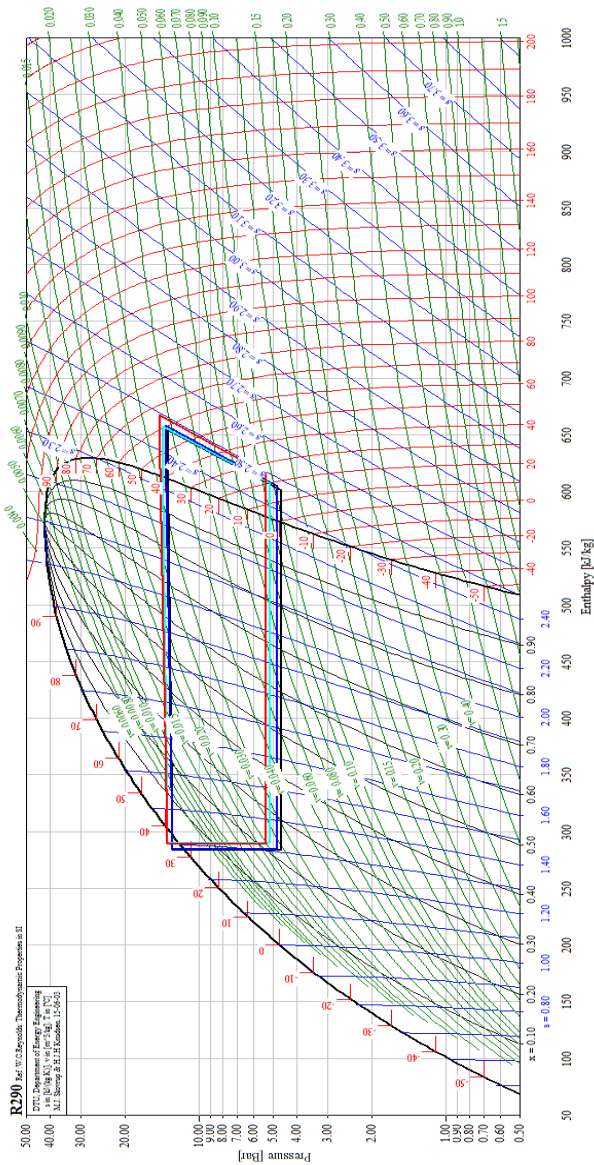
LAMPIRAN 7. Plot Seluruh Data Isentropis LS



Merah: Data dari eksperimen 1. Biru: Data dari eksperimen 2. Biru muda: Data dari eksperimen 3. Hitam: Data dari eksperimen 4



LAMPIRAN 8. Plot Seluruh Data Isentropis HS



Merah: Data dari eksperimen 1. Biru: Data dari eksperimen 2. Biru muda: Data dari eksperimen 3. Hitam: Data dari eksperimen 4



LAMPIRAN 9. Plot Seluruh Data Aktual HS

Merah: Data dari eksperimen 1. Biru: Data dari eksperimen 2. Biru muda: Data dari eksperimen 3. Hitam: Data dari eksperimen 4



LAMPIRAN C
PERHITUNGAN EXCEL



Lampiran 10. Tabel Data Pada Beban Heater 0 [V]

LOW STAGE														
Waktu menit	Temperatur					Tekanan (psig)					Kompresor			
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4	Voltage Volt	Arus Ampere	Voltage Volt	Arus Ampere
	°C								Psig					
0	-24	76.6	3.4	-42.6	-35.2	28.2	1	100	93	4	210	2.5	210	2.5
5	-25.4	76.7	2.9	-42.4	-35	28.2	2	100	93	4	210	2.5	210	2.5
10	-25	76.6	3.5	-42.5	-35.2	28.2	2	100	93	5	210	2.5	210	2.5
15	-24.8	76.8	3.4	-42.4	-35.2	28.2	2	100	93	4	210	2.5	210	2.5
20	-25.4	76.6	3.5	-42.5	-35.2	28.2	2	100	93	4	210	2.5	210	2.5
AVG	-24.8	76.675	3.3	-42.475	-35.15	28.2	1.75	100	93	4.25	210	2.5	210	2.5
HIGH STAGE														
Waktu menit	Temperatur					Tekanan (psig)					Kompresor			
	T5	T6	T7	T8		P5	P6	P7	P8		Voltage Volt	Arus Ampere	Voltage Volt	Arus Ampere
	°C							Psig						
0	14.6	65.6	33.3	-0.3	52	52	180	170	54	54	210	2.4	210	2.4
5	15.1	66.7	35.2	-0.8	52	52	185	170	54	54	210	2.4	210	2.4
10	15.1	66.4	35.1	-0.3	52	52	180	170	54	54	210	2.4	210	2.4
15	15	66.7	35.2	-0.4	52	52	180	170	54	54	210	2.4	210	2.4
20	15	66.5	35.2	-0.3	52	52	180	170	54	54	210	2.4	210	2.4
AVG	14.96	66.38	34.8	-0.42	52	52	181	170	54	54	210	2.4	210	2.4



Lampiran 11. Tabel Data Pada Beban Heater 120 [V]

LOW STAGE													
Waktu	Temperatur				Tekanan (psig)				Mass flow rate (kg/s)	Mass flow rate (g/s)	Kompresor		Cos ϕ
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4	Volt	Arus (A)	
0	-24.4	76.6	4.5	-42.1	-34.3	28.2	3	105	95	5	210	2.6	0.8
5	-23.6	76.8	4.7	-41.2	-34.2	28.2	3	100	95	4	210	2.6	0.8
10	-24.2	77	4.8	-41.2	-33.8	28.2	3	100	95	5	210	2.6	0.8
15	-23.8	76.6	4.7	-40.8	-34.3	28.2	3	100	95	5	210	2.6	0.8
20	-24.1	76.8	4.7	-41.3	-34.3	28.2	3	105	95	5	210	2.6	0.8
	-24.02	76.76	4.68	-41.32	-34.18	28.2	3	102	95	4.8	0	0	0.8
HIGH STAGE													
Waktu	Temperatur				Tekanan (psig)				Mass flow rate (kg/s)	Mass flow rate (g/s)	Kompresor		Cos ϕ
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8			Volt	Arus (A)	
0	16.8	67.1	36.1	0.7	53	185	170	55			210	2.5	
5	18.1	66.8	35.9	0.5	54	185	170	55			210	2.5	
10	17.8	66.7	36.1	0.8	53	185	170	56			210	2.5	
15	18	66.8	36	0.7	53	185	170	55			210	2.5	
20	18.1	66.8	36.1	0.7	53	185	170	55			210	2.5	
	17.76	66.84	36.04	0.68	53.2	185	170	55.2	0	0	210	2.5	0



Lampiran 12. Tabel Data Pada Beban Heater 180[volt]

LOW STAGE													
Waktu	Temperatur				Tekanan (psig)				Mass flow rate (kg/s)	Kompresor		Cos ϕ	
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4	Volt	Arus (A)	
0	-22.8	80.1	7	-38.7	-30.1	28.2	4	110	100	7	210	2.6	
5	-21.9	80.2	7.4	-38.6	-28.5	28.2	4	110	103	7	210	2.6	
10	-22.6	81	7.4	-38.3	-29.6	28.2	4	110	103	8	210	2.6	
15	-22.6	81.9	7.2	-38.3	-30.1	28.2	4	110	100	8	210	2.6	
20	-22.7	80.5	7.4	-38.7	-30	28.2	4	110	100	8	210	2.6	
	-22.52	80.74	7.28	-38.52	-29.66	28.2	4	110	101.2	7.6	#DIV/0!	210	2.6
HIGH STAGE													
Waktu	Temperatur				Tekanan (psig)				Mass flow rate (kg/s)	Kompresor		Cos ϕ	
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8		Volt	Arus (A)		
0	19.3	66.9	36.8	2.7	58	190	180	60		210	2.5		
5	19.9	67.3	37.1	2.8	58	190	180	60		210	2.5		
10	19	68	37	3.2	58	190	180	60		210	2.5		
15	19.1	67.7	37.2	3.2	58	190	180	60		210	2.5		
20	19.9	68	37.2	3.2	58	190	180	61		210	2.5		
	19.44	67.58	37.06	3.02	58	190	180	60.2	0	0	210	2.5	0





Lampiran 14. Tabel Data Rata-Rata Tiap Pembebanan

LOW STAGE														
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)									
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1	Abs Bar	P2	Abs Bar	P3	Abs Bar	P4	Abs Bar
0	-24.8	76.675	3.3	-42.475	-35.15	28.2	1.75	1.1225	100	7.8	93	7.324	4.25	1.289
28.8	-24.02	76.76	4.68	-41.32	-34.18	28.2	3	1.21	102	7.936	95	7.46	4.8	1.3264
86.4	-22.52	80.74	7.38	-38.52	-23.66	28.2	4	1.28	110	8.48	101.2	7.8816	7.6	1.568
112.8	-20.12	84.72	9.42	-36.54	-26.6	28.2	6	1.42	120	9.27376	113	8.684	8	1.544
Mass flow rate (fats)	Kompressor				Evaporator Efficiency Data									
		Volt	Arus (A)	Cos ϕ		Beban	Tc,i (T4)	Tc,o (T1)	Th,i (TK)	Th,o (TE)				
		210	2.2	0.8		0	-42.475	-24.8	-35.15	-38.6				
		210	2.2	0.8		28.8	-41.32	-24.02	-34.18	-37.9				
		210	2.2	0.8		86.4	-38.52	-22.52	-29.66	-34.4				
		210	2.2	0.8		112.8	-36.54	-20.12	-26.6	-31.9				
HIGH STAGE														
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)									
	T5	T6	T7	T8	P5	Abs Bar	P6	Abs Bar	P7	Abs Bar	P8	Abs Bar		
0	14.36	66.38	34.8	-0.42	52	4.5828	181	13.4709	170	12.713	54	4.7206		
28.8	17.76	66.84	36.04	0.68	53.2	4.66548	185	13.7465	170	12.713	55.2	4.80328		
86.4	19.44	67.58	37.06	3.02	58	4.9562	190	14.031	180	13.402	60.2	5.14778		
112.8	24.78	70.1	37.56	4.2	62	5.2718	195	14.4355	180	13.402	64	5.4096		
Mass flow rate	Kompressor													
		Volt	Arus (A)	Cos ϕ										
		210	2.2	0.8										
		210	2.2	0.8										
		210	2.2	0.8										
		210	2.2	0.8										



Lampiran 15. Tabel Entalpi Refrijeran R407f pada Low Stage dan MC22 pada High Stage

Isentropic									
Beban	Low Stage				High Stage				
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	
Watt	kJ/kg								
0	385.862	432.61	201.751	201.751	600.472	654.275	284.136	284.136	
28.8	386.343	432.136	203.777	203.777	604.886	658.492	284.929	284.929	
86.4	387.185	431.211	206.939	206.939	606.646	657.778	290.582	290.582	
172.8	388.838	433.379	210.315	210.315	615.649	667.26	289.447	289.447	
Actual									
Beban	Low Stage				High Stage				
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	
Watt	kJ/kg								
0	385.862	464.549	201.751	201.751	600.472	671.822	284.136	284.136	
28.8	386.343	464.601	203.777	203.777	604.886	672.3	284.929	284.929	
86.4	387.185	467.886	206.939	206.939	606.646	672.472	290.582	290.582	
172.8	388.838	471.007	210.315	210.315	615.649	677.02	289.447	289.447	



Lampiran 16a. Tabel Properties Udara

Properties Table									
Uji ke	T kabin	T Surface o	T surface	T lingkung p	$\mu \cdot 10^{-5}$	kf	V	Pr	
1	-35.15 no		-33.63	28.2	1.455097	1.53287112	0.021558	9	0.72203
2	-34.18 no		-32.66	28.2	1.450421	1.537894944	0.021634	9	0.721836
3	-29.66 no		-28.14	28.2	1.428635	1.561304928	0.021987	9	0.720932
4	-26.6 no		-25.08	28.2	1.413886	1.57715328	0.022225	9	0.72032
Temperatur	Density	Specific Heat	Thermal Conductivity	Kinematic Viscosity	Expansion Coefficient	Prandtl's Number			
- t - (° C)	- ρ - (kg/m ³)	- C_p - (kJ/(kg K))	- k - (W/(m K))	- ν - $\times 10^{-6}$ (m ² /s)	- β - $\times 10^{-3}$ (1/K)	- Pr -			
-50	1.534	1.005	0.0204	9.55	4.51	0.725			
0	1.293	1.005	0.0243	13.3	3.67	0.715			



Lampiran 16b. Tabel Properties Udara

Temperature (K)	Specific Heat Capacity		Ratio of Specific Heats $-k-$ (c_p/c_v)	Dynamic Viscosity $-μ-$ (10^{-5} kg/m s)	Thermal Conductivity $-k-$ (10^{-3} kW/m K)	Prandtl Number	Kinematic Viscosity $-ν-$ 5-Oct	Density $-ρ-$ (kg/m ³)	Diffusivity $-α-$ (10^{-6} m ² /s)
	$-c_p-$	$-c_v-$							
175	1.0023	0.7152	1.401	1.182	1.593	0.744	0.586	2.017	
200	1.0025	0.7154	1.401	1.329	1.809	0.736	0.753	1.765	10.17
225	1.0027	0.7156	1.401	1.467	2.02	0.728	0.935	1.569	
250	1.0031	0.716	1.401	1.599	2.227	0.72	1.132	1.412	15.67
275	1.0038	0.7167	1.401	1.725	2.428	0.713	1.343	1.284	
300	1.0049	0.7178	1.4	1.846	2.624	0.707	1.568	1.177	22.07
Temperature									
C	(K)	$-μ-$							
-50	223	1.45596							
0	273	1.71492							



Lampiran 17. Tabel Perhitungan Qloss pada Beban 0 [volt]

Material	Salat Dalam									
	Konduksi					Konveksi Dalam				
	L	K	A	Pe	Pr	Nu	Kf	h	h	V
Zn	0	0	116	0.539	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05
Poliurethane	0	0	0.175	0.539	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05
Kayu	0	0	0.125	0.539	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05
Poliurethane	0	0	0.175	0.539	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05
Zn	0	0	116	0.539	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05
Glass	0.001	0	0.8	0.539	751812.3	0.72203	1623.73	0.021558	145009	153287E-05
Udara	0	0.17	0.539	0.539	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05

Material	Salat Luar									
	Konduksi					Konveksi Luar				
	L	K	A	Pe	Pr	Nu	Kf	h	h	V
Zn	0.001	116	0.2385	0.2385	468882.8807	0.72203	114.85	0.021558	145009	153287E-05
Kayu	0.01	0.175	0.2385	0.2385	468882.8807	0.72203	114.85	0.021558	145009	153287E-05
Poliurethane	0.028	0.125	0.2385	0.2385	468882.8807	0.72203	114.85	0.021558	145009	153287E-05
Kayu	0.01	0.175	0.2385	0.2385	468882.8807	0.72203	114.85	0.021558	145009	153287E-05
Zn	0.001	116	0.2385	0.2385	468882.8807	0.72203	114.85	0.021558	145009	153287E-05
Glass	0	0	0.8	0.2385	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05

Material	Salat Samping									
	Konduksi					Konveksi Dalam				
	L	K	A	Pe	Pr	Nu	Kf	h	h	V
Zn	0.001	116	0.4214	0.4214	751812.3	0.72203	1623.73	0.021558	145009	153287E-05
Poliurethane	0.01	0.175	0.4214	0.4214	751812.3	0.72203	1623.73	0.021558	145009	153287E-05
Kayu	0.028	0.125	0.4214	0.4214	751812.3	0.72203	1623.73	0.021558	145009	153287E-05
Poliurethane	0.01	0.175	0.4214	0.4214	751812.3	0.72203	1623.73	0.021558	145009	153287E-05
Zn	0.001	116	0.4214	0.4214	751812.3	0.72203	1623.73	0.021558	145009	153287E-05
Glass	0	0.8	0.4214	0	0	0.72203	0	0.021558	145009	153287E-05



Lampiran 18. Tabel Perhitungan Qloss pada Beban 120 [volt]

Material	Sisi Dalam									
	Konduksi		Re		Fi		Kf		Konveksi Dalam	
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	Fi	Kf	Fi	h
Zn	0	0.175	0.539	0	0.721836	0	0	0.021634	1450421	15379E-05
Poliheterane	0	0.175	0.539	0	0.721836	0	0	0.021634	1450421	15379E-05
Kayu	0	0.125	0.539	0	0.721836	0	0	0.021634	1450421	15379E-05
Poliheterane	0	0.175	0.539	0	0.721836	0	0	0.021634	1450421	15379E-05
Zn	0	0.175	0.539	0	0.721836	0	0	0.021634	1450421	15379E-05
Glass	0.005	0.8	0.539	746951.7853	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764
Udara	0.17		0.539							

Material	Sisi Luar Eksterior									
	Konduksi		Re		Fi		Kf		Konveksi Dalam	
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	Fi	Kf	Fi	h
Zn	0.001	0.175	0.2385	456944.8724	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	43.62158279
Kayu	0.01	0.175	0.2385	456944.8724	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	43.62158279
Poliheterane	0.028	0.125	0.2385	456944.8724	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	43.62158279
Kayu	0.01	0.175	0.2385	456944.8724	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	43.62158279
Zn	0.001	0.175	0.2385	456944.8724	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	43.62158279
Glass	0	0.8	0.2385		0	0	0	0.021634	1450421	15379E-05

Sisi Belakang										
Material	Sisi Belakang									
	Konduksi		Re		Fi		Kf		Konveksi Dalam	
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	Fi	Kf	Fi	h
0.001	0.175	0.539	746951.4	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0.028	0.125	0.539	746951.4	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0.01	0.175	0.539	746951.4	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0.001	0.175	0.539	746951.4	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0	0.8	0.539	746951.4	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9

Material	Sisi Depan									
	Konduksi		Re		Fi		Kf		Konveksi Dalam	
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	Fi	Kf	Fi	h
0.001	0.175	0.539	746951.8	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0.028	0.125	0.539	746951.8	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0.01	0.175	0.539	746951.8	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0.001	0.175	0.539	746951.8	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9
0	0.8	0.539	746951.8	0.721836	1615.18	0.021634	1450421	15379E-05	39.7077764	9



Lampiran 19. Tabel Perhitungan Qloss pada Beban 180 [volt]

Sisi Depan										
Material	Konduksi			Konveksi Dalam						
	L	K	A	Re	Fi	Mu	Kf	F	h	V
Zn	0	0.001	116	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05
Polietherane	0	0.075	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Kayu	0	0.025	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Polietherane	0	0.075	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Zn	0	0.001	116	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05
Glass	0.008	0.8	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	39.37475807
Udara	0.17	0.8	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	39.37475807
Sisi Belakang										
Material	Konduksi			Konveksi Dalam						
	L	K	A	Re	Fi	Mu	Kf	F	h	V
Zn	0	0.001	116	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05
Kayu	0	0.075	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Polietherane	0	0.025	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Kayu	0	0.075	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Zn	0	0.001	116	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05
Glass	0	0.8	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	39.37475807
Sisi Belakang										
Material	Konduksi			Konveksi Dalam						
	L	K	A	Re	Fi	Mu	Kf	F	h	V
Zn	0	0.001	116	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05
Kayu	0	0.075	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Polietherane	0	0.025	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Kayu	0	0.075	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	0
Zn	0	0.001	116	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05
Glass	0	0.8	0.539	724700.7639	0.720932	1575.92	0.021887	1.428635	1.5613E-05	39.37475807



Lampiran 19. Tabel Perhitungan Qloss pada Beban 240 [volt]

Material	Sisi Depan									
	Konduksi					Konveksi Dalam				
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	h	a	h	Y
Zn	0	116	0.539	710012.094	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	9
Poliurethane	0	0.175	0.539	710012.094	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	9
Kayu	0	0.125	0.539	710012.094	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	9
Poliurethane	0	0.175	0.539	710012.094	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	9
Zn	0	116	0.539	710012.094	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	9
Glass	0.006	0.8	0.539	710012.094	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	9
Udara	0.17		0.539							
Material	Sisi Atas Belakang									
	Konduksi					Konveksi Dalam				
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	h	a	h	Y
Zn	0.001	116	0.2385	443751.5619	0.72032	1064.16	0.022225	1413886	157715E-05	9
Kayu	0.01	0.175	0.2385	443751.5619	0.72032	1064.16	0.022225	1413886	157715E-05	9
Poliurethane	0.028	0.125	0.2385	443751.5619	0.72032	1064.16	0.022225	1413886	157715E-05	9
Kayu	0.01	0.175	0.2385	443751.5619	0.72032	1064.16	0.022225	1413886	157715E-05	9
Zn	0.001	116	0.2385	443751.5619	0.72032	1064.16	0.022225	1413886	157715E-05	9
Glass	0	0.8	0.2385	443751.5619	0.72032	1064.16	0.022225	1413886	157715E-05	9
Material	Sisi Belakang									
	Konduksi					Konveksi Dalam				
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	h	a	h	Y
0.001	116	0.539	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.01	0.175	0.539	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.028	0.125	0.539	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.01	0.175	0.539	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.001	116	0.539	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0	0.8	0.539	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
Material	Sisi Samping									
	Konduksi					Konveksi Dalam				
L	K	A	Re	Pr	Nu	Kf	h	a	h	Y
0.001	116	0.4214	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.01	0.175	0.4214	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.028	0.125	0.4214	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.01	0.175	0.4214	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0.001	116	0.4214	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9
0	0.8	0.4214	710012.1	0.72032	1549.88	0.022225	1413886	157715E-05	39.14331511	9



Lampiran 20. Tabel Perhitungan *free convection*

Rayleigh Number									
Beban	Ra sisi	Pr	g	β (expansi)	Ts,o	TL	L	v	a
0 watt	77206753.1	0.707	9.81	0.015761	9.84	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
28.8 watt	71487734.4	0.707	9.81	0.015761	11.2	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
86.4 watt	63918444.8	0.707	9.81	0.015761	13	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
172.8 watt	49200381.3	0.707	9.81	0.015761	16.5	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
Beban	Ra depan	Pr	g	β	Ts,o	TL	L	v	a
0 watt	130359986	0.707	9.81	0.015761	-2.8	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
28.8 watt	125692258	0.707	9.81	0.015761	-1.69	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
86.4 watt	12108632	0.707	9.81	0.015761	-0.6	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
172.8 watt	11557820	0.707	9.81	0.015761	0.72	28.2	0.98	0.0001568	0.0002207
Beban	Ra atas b3	Pr	g	β	Ts,o	TL	L	v	a
0 watt	144112.709	0.707	9.81	0.015761	9.84	28.2	0.12066327	0.0001568	0.0002207
28.8 watt	133437.694	0.707	9.81	0.015761	11.2	28.2	0.12066327	0.0001568	0.0002207
86.4 watt	119308.997	0.707	9.81	0.015761	13	28.2	0.12066327	0.0001568	0.0002207
172.8 watt	91836.5304	0.707	9.81	0.015761	16.5	28.2	0.12066327	0.0001568	0.0002207
FREE CONVECTION COEFFICIENT									
Beban	h-Sisi sek	Ra	Nu	L	Kf	BEBAN	Depan	Sisi	Atas
0 watt	13081767	77206753.12	48.862474	0.98	0.02624	0 watt	124614404	1.813812	1848037448
28.8 watt	128373288	71487734.37	47.9442921	0.98	0.02624	28.8 watt	125741476	1.8485493	1883938434
86.4 watt	124881491	63918444.85	46.6401909	0.98	0.02624	86.4 watt	126900084	1.9002354	1937394398
172.8 watt	117087776	49200381.89	43.7294287	0.98	0.02624	172.8 watt	128378425	2.0267207	2.068390199
Beban	h-Sisi dep	Ra	Nu	L	Kf	R konveksi Luar			
0 watt	148882273	130359986.2	55.6038978	0.98	0.02624				
28.8 watt	14754778	125692257.7	55.1054973	0.98	0.02624				
86.4 watt	146200657	12108632.3	54.6023795	0.98	0.02624				
172.8 watt	144517085	11557820	53.9736063	0.98	0.02624				
Beban	h-atas	Ra	Nu	L	Lequivalent				
0 watt	22801089	144112.7093	10.5212982	0.120663265	0.02624				
28.8 watt	224440978	133437.6938	10.3208007	0.120663265	0.02624				
86.4 watt	218248273	119308.9968	10.0360325	0.120663265	0.02624				
172.8 watt	204426119	91836.53043	9.40042799	0.120663265	0.02624				
Beban	h-bawah	Ra	Nu	L	Lequivalent				
0 watt	114400545	144112.7093	5.26064311	0.120663265	0.02624				
28.8 watt	112220488	133437.6938	5.16040035	0.120663265	0.02624				
86.4 watt	103124136	119308.9968	5.01801624	0.120663265	0.02624				
172.8 watt	10221306	91836.53043	4.70021399	0.120663265	0.02624				



0 Watt	R konveksi				R konveksi Dalam				R konveksi Luar			
	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.04571E-05	0	0.0466415	0.096762212	0.05965769				
	0	0.106016433	0.241618846	0.115602414	0	0	0	0				
	0	0.415584177	0.947145877	0.531561	0	0	0	0				
	0	0.106016433	0.241618846	0.115602414	0	0	0	0				
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.04571E-05	0	0	0	0				
	0.013914657	0	0	0	0.046641463	0	0	0				
	0.313398887	0	0	0	0	0	0	0				
Total	0.322913544	0.627664928	1.430456472	0.802726724	0.046641463	0.0466415	0.04896106	0.02573964	1.248144036	1.313231914	1.848873448	3.796077489
	R konveksi											
	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.04571E-05	0	0.0471187	0.097752284	0.06022785				
	0	0.106016433	0.241618846	0.115602414	0	0	0	0				
	0	0.415584177	0.947145877	0.531361462	0	0	0	0				
	0	0.106016433	0.241618846	0.115602414	0	0	0	0				
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.04571E-05	0	0	0	0				
	0.013914657	0	0	0	0.047118704	0	0	0				
	0.313398887	0	0	0	0	0	0	0				
Total	0.322913544	0.627664928	1.430456472	0.802726724	0.047118704	0.0471187	0.048873477	0.03611696	1.257614781	1.306225566	1.937784348	3.724762794
	R konveksi Dalam											
	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.05E-05	0	0.04672337	0.096932503	0.059762676				
	0	0.1060164	0.241618846	0.135602	0	0.04672337	0.096932503	0.059762676				
	0	0.4155844	0.947145877	0.531561	0	0	0	0				
	0	0.1060164	0.241618846	0.135602	0	0	0	0				
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.05E-05	0	0	0	0				
	0.013914657	0	0	0	0.04672335	0	0	0				
	0.313398887	0	0	0	0	0	0	0				
Total	0.322913544	0.627664928	1.430456472	0.802726724	0.04672335	0.04672337	0.048466253	0.0759881139	1.257415	1.348548404	1.8483938	3.767877
	R konveksi Luar											
	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping	depan	belakang	atas-bawah	samping
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.05E-05	0	0.0473973	0.0981340275	0.060624457				
	0	0.1060164	0.241618846	0.135602	0	0.0473973	0.0981340275	0.060624457				
	0	0.4155844	0.947145877	0.531561	0	0	0	0				
	0	0.1060164	0.241618846	0.135602	0	0	0	0				
	0	1.59399E-05	3.64531E-05	2.05E-05	0	0	0	0				
	0.013914657	0	0	0	0.0473973	0	0	0				
	0.313398887	0	0	0	0	0	0	0				
Total	0.322913544	0.627664928	1.430456472	0.802726724	0.							



	Qloss sistem			
	0 Watt	28.8 Watt	86.4 Watt	172.8 Watt
Tout	28.2	28.2	28.2	28.2
Tsurface out	-33.63	-32.66	-28.14	-24.3
Tin	-35.15	-34.18	-29.66	-26.6
Depan	39.05433535 W	38.18906567 W	35.16399442 W	33.00220525 W
Belakang	25.46116776 W	24.72530712 W	22.46987387 W	20.2830199 W
Atas	19.04189352 W	18.54968049 W	16.93433503 W	15.4452699 W
Bawah	12.24175294 W	11.88915241 W	10.8066283 W	9.757136318 W
Sampling	47.87549188 W	46.53076441 W	42.33924729 W	38.3238201 W
TOTAL	143.675 W	139.884 W	127.714 W	116.8115 W



Lampiran 22. Tabel Perhitungan Qkondensor, Qevaporator dan Laju Masa pada Kedua Stage

	Q evaporator LS					
Qloss Sistem	143.6746415	139.88397	127.714079	116.8114515	W	
Q fan	30	30	30	30	W	
Q Heater	0	28.8	86.4	172.8	W	
	173.6746415	198.68397	244.114079	319.6114515	W	
		Q kondensor LS		Q evaporator LS		
i		-247.90126	W	173.6746415	W	
ii		-283.85103	W	198.6839701	W	
iii		-353.41054	W	244.1140789	W	
iv		-466.71941	W	319.6114515	W	
Eksperimen ke	PERHITUNGAN MASSA REFRIJERAN					
i	Mref LS 1	0.00094331	kg/s	Mref HS 1	0.000783664	kg/s
ii	Mref LS 2	0.00108829	kg/s	Mref HS 2	0.000887154	kg/s
iii	Mref LS 3	0.00135434	kg/s	Mref HS 3	0.001118161	kg/s
iv	Mref LS 4	0.00179031	kg/s	Mref HS 4	0.001430768	kg/s
		0.00129406				
Eksperimen ke	Q kondensor HS		Q evaporator HS			
i	-303.815712	kW	247.901258	kW		
ii	-343.657613	kW	283.851034	kW		
iii	-427.01463	kW	353.410542	kW		
iv	-554.527073	kW	466.719406	kW		





Lampiran 24. Tabel Perhitungan Efektivitas Evaporator: Fluida Panas (Udara)

Perhitungan sisi HOT (udara)										
p	V	L	μ	ReD	m hot	Pr	kf			
1.45509		9	0.04	1.53287E-05	34173.2866	0.016448337	0.72203	0.021558		
1.450421		9	0.04	1.5379E-05	33952.35435	0.016395559	0.721836	0.021634		
1.428635		9	0.04	1.56131E-05	32940.94363	0.01614929	0.720932	0.021987		
1.413886		9	0.04	1.57715E-05	32273.27723	0.015982567	0.72032	0.022225		
konduksi	k copper	64								
	L logam	6.4								
Dout	Nu	hhot	Ltube	Ahot	K-Al	Tube Thickness				
0.01	88.35757904	190.481269		6.4	0.20096	118	0.002			
0.01	87.89320744	190.148165		6.4	0.20096	118	0.002			
0.01	85.76003619	188.560592		6.4	0.20096	118	0.002			
0.01	84.34511465	187.457017		6.4	0.20096	118	0.002			
n	fin height	$\eta_{o,h}$								
28.40992821	0.005	0.99332781								
28.38507642	0.005	0.99333939								
28.26633258	0.005	0.99339456								
28.18349509	0.005	0.99343291								



Lampiran 25. Tabel Perhitungan Efektivitas Evaporator *Low Stage*

Evaporator Efficiency Calculation				
ΔT_1	ΔT_2	T_{lmtd}	Q_{evap}	$M_{ref LS}$
7.325	13.8	10.22300459	109.112357	0.001722
7.14	13.88	10.13936087	135.7525248	0.00187
8.86	11.88	10.29628939	186.5418734	0.002097
9.94	11.78	10.83397097	266.6638136	0.002522
Rtotal	UA	NTU	$\% \epsilon$	
0.093692	10.67322	21.61561955	99.99999996	
0.07469	13.38867	22.02351366	99.99999997	
0.055196	18.11739	21.14022117	99.99999993	
0.040628	24.61367	20.55635612	99.99999988	

Lampiran 26. Tabel Dimensi Evaporator *Low Stage*

Geometri Tube					
di	0.008	m	Ac	0.160768	m ²
do	0.01	m	Ah	0.20096	m ²
Surface Area	0.075	m ²			
Beban	Evaporator Efficiency Data				
	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$	T_s		
0	-42.475	-24.8	-40.3		
28.8	-41.32	-24.02	-34.91		
86.4	-38.52	-22.52	-31.58		
172.8	-36.54	-20.12	-28.53		

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Surabaya pada tanggal 24 September 1993 dengan nama Ruben Indurain Pinnata dan merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis menempuh sekolah dasar pada 1999 di SD Kr. Petra 10 Surabaya, pada tahun 2005 melanjutkan sekolah menengah di SMP Kr. Petra 1 Surabaya dan pada 2008 melanjutkan sekolah menengah di SMA Kr. Petra 1 Surabaya hingga lulus pada tahun 2011. Setelah lulus dari sekolah menengah atas penulis mengikuti SNMPTN 2011 dan diterima di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Selama berkuliah hingga lulus pada September 2015 penulis aktif di kampus sebagai asisten kelas Termodinamika I dan Gambar Mesin pada tahun 2012 dan melanjutkan sebagai asisten praktikum Mekanika Fluida Dasar II pada 2013 dan Mesin Fluida Inkompresibel pada 2014. Penulis pernah terlibat pada proyek *Cold Storage* Hypermart di Balaraja, Tangerang sebagai *junior mechanical engineer* di Royal HaskoningDHV (PT. Haskoning Indonesia) yang berlokasi di Cilandak, Jakarta Selatan.



Tugas Akhir
Bidang Studi Konversi Energi